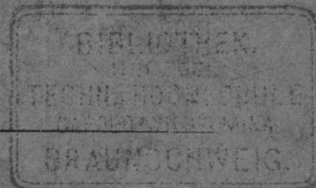


DIE WIRKUNG  
ZWISCHEN  
SCHIENE UND RAD.

EINE VORLAGE  
FÜR DIE  
VERSAMMLUNG  
DER  
DEUTSCHEN EISENBAHNTÉCHNIKER  
IM  
JAHRE 1868

VON  
DR. HERMANN SCHEFFLER,  
Baurath.

MIT IN DEN TEXT EINGEDRUCKTEN HOLZSTICHEN  
UND ZWEI TAFELN.



BRAUNSCHWEIG,  
DRUCK UND PAPIER VON FRIEDRICH VIEWEG UND SOHN.  
1868.

AUGUST TOST  
BUCHBINDEREI  
BRAUNSCHWEIG  
MAGNITHOR 13.

264

17/18



UB Braunschweig

84



2238-709-9



DIE WIRKUNG

ZWISCHEN

SCHIENE UND RAD.

---

DIE WIRKUNG

ZWISCHEN

SCHIEFE UND RAD

2238-7099

II D. 609.

# DIE WIRKUNG

ZWISCHEN

# SCHIENE UND RAD.

---

EINE VORLAGE

FÜR DIE

VERSAMMLUNG

DER

DEUTSCHEN EISENBAHNTECHNIKER

IM

JAHRE 1868

VON

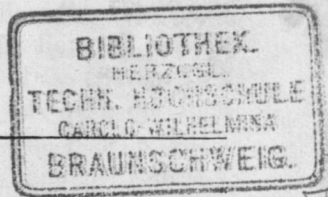
DR. HERMANN SCHEFFLER,

Baurath.

---

MIT IN DEN TEXT EINGEDRUCKTEN HOLZSTICHEN

UND ZWEI TAFELN.



BRAUNSCHWEIG,

DRUCK UND PAPIER VON FRIEDRICH VIEWEG UND SOHN.

1868.

D. III, 12.9.

*Th*



DIE WIRKUNG

ZWISCHEN

SCHIEBE UND RAD

EINE VORLESUNG

VON

VERANSTALTUNG

DER

DEUTSCHEN EISENBAHNTECHNIKER

IN

JAHRE 1868

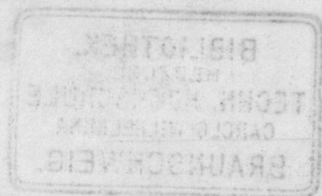
VON

DR. HERMANN SCHNEIDER

BRUNNEN

MIT 12 TAFELN

UND 200 ABBILDUNGEN



BRUNNEN

DRUCK UND PAPIER VON CARL SCHNEIDER IN BRUNNEN

1868

Viele für das Eisenbahnwesen wichtigen Fragen, unter Anderem die Frage nach dem Bewegungswiderstande der Bahnschienen, nach der Wirksamkeit der Bremsen, nach der Verschiebung des Schienengleises, nach der Abnutzung der Schienen, nach dem Widerstande in Kurven u. s. w., stützen sich auf die Wechselwirkung, welche zwischen der Schiene und dem rollenden Rade des Fahrzeuges stattfindet. Über diese Wirkung scheint noch manche Unklarheit obzuwalten, sodass es in Betracht der Wichtigkeit ihrer Konsequenzen nicht unnütz sein dürfte, dieselbe nach den dabei in Betracht kommenden Prinzipien etwas näher zu beleuchten. Wir benutzen diese Gelegenheit zugleich, um einige allgemeinen Sätze über die Wechselwirkung zwischen Körpersystemen aufzustellen.

Die Bewegung eines starren Körpers kann bekanntlich in jedem Augenblicke in eine Fortschrittsbewegung und in eine Drehungsbewegung zerlegt werden. Die Fortschrittsbewegung ist die allen seinen Theilen nach Grösse und Richtung gemeinschaftlich zukommende Bewegung und entspricht der Bewegung seines Schwerpunktes, wesshalb wir sie auch die Schwerpunktsbewegung nennen. Die Drehungsbewegung ist Rotation um eine durch den Schwerpunkt gehende Axe. Dass bei der Fortschrittsbewegung sowohl die Geschwindigkeit, als auch die Richtung mit der Zeit variiren, dass dieselbe also eine beliebig variable krummlinige Schwerpunktsbewegung sein kann, ist selbstverständlich und für unsere Zwecke gleichgültig: in Folge der Fortschrittsbewegung eines starren Körpers ändert derselbe seinen Ort, nicht aber seine Stellung im Raume. Dass bei der Dre-

hungsbeziehung sowohl die Rotationsgeschwindigkeit, als auch die Richtung der durch den Schwerpunkt gehenden Rotationsaxe mit der Zeit variiren kann, ist ebenso selbstverständlich: in Folge der Drehung eines starren Körpers ändert derselbe seine Stellung, nicht aber seinen Ort im Raume.

Hiernach ist die Bewegung eines starren Körpers um eine durch seinen Schwerpunkt gehende feste Axe, z. B. die Bewegung eines Rades um seine Axe oder die Bewegung der Sonne um sich selbst eine reine Drehungsbeziehung, dagegen die Bewegung des im Kreise sich drehenden, fortwährend vertikal herabhängenden Stuhles einer russischen Schaukel oder die Bewegung eines mit der Pendelstange drehbar und reibungslos verbundenen Körpers eine reine Fortschrittsbeziehung in kreisförmiger Bahn, und endlich die Bewegung eines Körpers um eine feste, nicht durch den Schwerpunkt gehende Axe, z. B. die Bewegung eines starren Pendels, ferner die Bewegung der Erde um sich und um die Sonne, oder die Bewegung des Mondes um sich, um die Erde und um die Sonne eine kombinierte Fortschritts- und Drehungsbeziehung, wobei die Fortschrittsbeziehung stets mit der Schwerpunktsbeziehung übereinstimmt.

Fortschritt und Drehung sind zwei selbstständige oder von einander unabhängige Bewegungen: eine jede kann, ohne die andere zu beeinflussen, beliebig verändert werden. Nach diesen beiden Bewegungsarten unterscheiden wir die lebendige Fortschrittskraft  $v^2 M$  des Körpers, welche das Produkt seiner Masse  $M$  in das Quadrat seiner Fortschrittsgeschwindigkeit  $v$  darstellt, von seiner lebendigen Drehungskraft  $\alpha^2 T$ , welche das Produkt seines Trägheitsmomentes in Beziehung zur Umdrehungsaxe in das Quadrat seiner Umdrehungs- oder Winkelgeschwindigkeit  $\alpha$  darstellt. Die Summe der lebendigen Fortschrittskraft und der lebendigen Drehungskraft ist diejenige Grösse, welche man in der Mechanik die lebendige Kraft des Körpers nennt und welche aus der Summe der Produkte aller Massentheilechen in deren Geschwindigkeitsquadrate besteht, gleichviel, welche Richtungen die Geschwindigkeiten der einzelnen Theile besitzen.

Durch die Verbindung mehrerer starren Körper entsteht ein Körpersystem. Je nach der Verbindung untereinander, d. h. nach den Bedingungen des Systems, können die einzelnen Körper verschiedene Fortschritts- und Drehungsbeziehungen annehmen. Trennt man in jedem Körper die Fortschrittsbeziehung

von der Drehungsbewegung; so kann man die Summe der partiellen lebendigen Fortschrittskräfte die lebendige Fortschrittskraft des Systems und die Summe der partiellen lebendigen Drehungskräfte die lebendige Drehungskraft des Systems nennen.

Die Schwerpunktsbewegung des Systems setzt sich lediglich aus den Fortschrittsbewegungen der einzelnen Körper des Systems zusammen; die Drehungsbewegungen der einzelnen Körper sind ohne allen Einfluss auf die Bewegung seines Schwerpunktes.

Um die Geschwindigkeit  $V$  des Schwerpunktes der aus den partiellen Massen  $m, m', m'' \dots$  bestehenden gesammten Systemsmasse  $M = m + m' + m'' \dots$  zu finden, sind die partiellen Bewegungsgrößen  $vm, v'm', v''m'' \dots$  wie Druckkräfte nach den statischen Prinzipien des Gleichgewichtes zu der Resultante  $R$  zusammenzusetzen. Für die Schwerpunktsbewegung hat man dann

$$VM = R, \text{ also } V = \frac{R}{M}.$$

Die lebendige Fortschrittskraft dieses Systems ist immer die Summe  $v^2m + v'^2m' + v''^2m'' + \dots$  der partiellen lebendigen Fortschrittskräfte, nicht etwa das Produkt  $V^2M$  der Gesamtmasse  $M$  des Systems in das Quadrat seiner Schwerpunktsgeschwindigkeit  $V$ .

Wie der Schwerpunkt eines Körpersystems den Ort desselben und die Schwerpunktsbewegung die Fortschrittsbewegung des Gesamtsystems bezeichnet, ebenso charakterisirt sich durch die drei Haupt-Trägheitsaxen des Systems die Stellung desselben, und durch die Variabilität der Momentensummen der Bewegungsgrößen  $vm, v'm', v''m'' \dots$  oder durch die Veränderung der diesen Momentensummen entsprechenden Vektorflächen die Drehungsbewegung des Gesamtsystems.

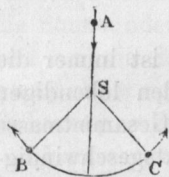
Die lebendige Drehungskraft des Gesamtsystems ist die Summe  $\alpha^2t + \alpha'^2t' + \alpha''^2t'' + \dots$  der partiellen lebendigen Drehungskräfte, nicht etwa das Produkt des Trägheitsmomentes des Gesamtsystems in Beziehung zur momentanen Drehungsaxe in das Quadrat seiner mittleren Umdrehungsgeschwindigkeit.

Dass ein Körpersystem lebendige Fortschrittskraft und doch keine Schwerpunktsbewegung haben kann, leuchtet ein. So bilden z. B. zwei mit entgegengesetzten Geschwindigkeiten  $v$  sich bewegende gleiche Massen  $m$  ein System von der lebendigen Fortschrittskraft  $2v^2m$ , dessen Schwerpunkt in Ruhe bleibt. Ebenso hat eine aus zwei vertikal hängenden Stühlen bestehende russische Schaukel,

eine in einer kugelförmigen Hülle geschüttelte Wassermasse und ein durch Wärme sich ausdehnender Körper wohl lebendige Fortschrittskraft, aber keine Schwerpunktsbewegung. Die Schwerpunktsbewegung kann also null werden, ohne dass die lebendige Fortschrittskraft null wird: wenn aber die lebendige Fortschrittskraft null sein soll, muss nicht bloss die Schwerpunktsbewegung des ganzen Systems, sondern jede partielle Fortschrittsbewegung null sein.

Ebenso erhellt, dass ein Körpersystem lebendige Drehungskraft und doch keine Drehungsbewegung haben kann. So hat z. B. das System der drei Körper *A*, *B*, *C* (Fig. 1), welches sich so um den gemeinschaftlichen Schwerpunkt *S* bewegt, dass der Körper *A* gegen *S* vordringt, während die Körper *B* und *C* sich nach entgegengesetzten Seiten um *S* drehen, wohl lebendige Drehungskraft

Fig. 1.



aber keine Drehungsbewegung, indem die Momentensummen der Bewegungsgrößen null oder die Vektorflächen konstant sind. Die Drehungsbewegung kann also null werden, ohne dass die lebendige Drehungskraft null wird: wenn aber die lebendige Drehungskraft null sein soll, muss die partielle Drehungsbewegung jedes Körpers null sein. Wir bemerken noch, dass ein rollender Wagen ausser der Fortschrittsbewegung auch Drehungsbewegung hat, welche auf der Rotation der Räder beruht, wiewohl sich die Haupt-Trägheitsachsen und die Haupt-Trägheitsmomente desselben nicht ändern.

Unter einem Körpersysteme kann man sich auch eine Flüssigkeit vorstellen, wenn die Körper *m*, *m'*, *m''* . . . als unendlich kleine Moleküle mit glatten Oberflächen gedacht werden. Jenachdem diese Moleküle durch Adhäsion oder durch Spannkraften verbunden sind, stellt das System eine klebrige oder eine elastische Flüssigkeit dar, und wenn Reibung zwischen den Molekülen obwaltet, liegt eine erdige Masse vor. Ein starrer Körper kann ebenfalls als ein System von Molekülen angesehen werden, welche durch eine endliche oder durch eine unendlich grosse Kohäsionskraft verbunden sind: hängt die Kohäsion von der Entfernung der Moleküle ab; so handelt es sich um einen dehn-samen Körper, welcher unter bestimmten Bedingungen ein elastischer ist.

Irgend einen Theil eines gegebenen Systems nennen wir gegen-



über dem Gesamtsysteme ein Partialsystem, oder, weil es innerhalb des gegebenen Systems existirt, ein inneres System. Irgend ein ausserhalb des gegebenen Systems existirendes System soll ein äusseres System heissen.

Es leuchtet ein, dass man jedes innere System als ein Gesamtsystem betrachten kann, indem man den ausgeschlossenen Theil des Systems als ein mit jenem Partialsysteme in bestimmter Wechselwirkung stehendes äusseres System ansieht. Umgekehrt ist klar, dass man jedes äussere System mit dem gegebenen Systeme zu einem Gesamtsysteme vereinigen kann, wodurch das gegebene System die Rolle eines bestimmten Partial- oder inneren Systemes annimmt.

Zur Änderung eines gegebenen Bewegungszustandes sind Kräfte erforderlich. Wir ziehen hier vornehmlich solche Druck- oder Zugkräfte in Erwägung, welche sich beim Kontakte zweier Körper *A* und *B* von dem einen auf den anderen übertragen und in einer Wirkung *P* des Körpers *A* und einer der Stärke nach gleichen, aber in entgegengesetzter Richtung sich äussernden Gegenwirkung — *P* des Körpers *B* bestehen. Ob diese Wechselwirkung nur in einem oder mehreren Punkten stattfindet, ob sie sich zwischen wenigen oder vielen Molekülen äussert, ob sie aus verschiedenen Elementarwirkungen von gleicher oder verschiedener Grösse und Richtung besteht, ist gleichgültig. Zug, Druck, Spannung, Kohäsion, Adhäsion, Reibung, Abscherung, Torsion entspricht dieser Bedingung der Gleichheit von Wirkung und Gegenwirkung.

Wir unterscheiden zwischen inneren und äusseren Kräften, indem wir unter inneren solche verstehen, welche sich unmittelbar zwischen zwei Theilen des gegebenen Systems äussern, unter äusseren dagegen solche, welche sich unmittelbar zwischen dem Systeme und einem ausser ihm liegenden anderen Systeme oder Körper, also zwischen dem Systeme und der Aussenwelt äussern. Kohäsion, Abscherung, Torsion, Elasticität, kalorische Spannungen erscheinen in der Regel als innere Kräfte, Zug, Druck, Reibung, Adhäsion tritt bald als innere, bald als äussere Kraft auf. Der Widerstand der Luft und des Wassers figuriren als äussere Kräfte für die darin sich bewegenden Systeme. Der Dampfdruck in dem Zylinder einer Dampfmaschine kann als eine innere Kraft angesehen werden, wenn man den Dampf wie einen zum Gesamtsysteme gehörigen Körper behandelt: betrachtet man den Dampf als ein äusseres System, so erscheint jener Dampfdruck als äussere

Kraft. Zentrifugalkraft ist, soweit es sich dabei um die Spannung zwischen den Körpertheilen handelt, innere Kraft, soweit es sich aber um die Reaktion auf äussere Körper handelt, eine äussere Kraft. Wenn man die Schwere mit in Betracht zieht, ist sie für jedes isolirte irdische System von mässiger Ausdehnung eine äussere Kraft, welche sich zwischen den Massentheilchen des Systems und denen des Erdkörpers äussert; für die ganze Erde als System ist sie eine innere Kraft.

Man sieht, eine Kraft charakterisirt sich als innere oder äussere Kraft nicht durch eine besondere Qualität, sondern lediglich dadurch, ob sie eine unmittelbare Wechselwirkung zwischen zwei Theilen des gegebenen Systems, d. h. zwischen zwei inneren Systemen, oder ob sie eine solche Wechselwirkung zwischen dem gegebenen und einem äusseren Systeme bezeichnet. Eine jede solche Wechselwirkung kann auf Druckwirkungen (oder auch auf Zugwirkungen) zurückgeführt werden, welche sich aus vielen oder wenigen Elementen von der Form  $P$  und  $-P$ , nämlich aus gleichen Wirkungen und Gegenwirkungen zusammensetzen. Die Erwägung der Wirkung  $P$  und der Gegenwirkung  $-P$  liefert ein charakteristisches Merkmal für innere und äussere Kräfte. Bei inneren Kräften gehört nämlich der Druck  $P$  dem einen und der Gegendruck  $-P$  dem anderen Theile des Gesamtsystems an oder Druck und Gegendruck äussern sich als zwei gleiche und entgegengesetzte Pressungen auf das gegebene Gesamtsystem. Bei äusseren Kräften dagegen gehört eine der beiden Kräfte  $P$  und  $-P$  dem Systeme und die andere der Aussenwelt an: es äussert sich also nur die eine von beiden als Pressung auf das gegebene System.

Hieraus geht hervor, dass alle inneren Kräfte ein Kräftesystem bilden, welches sich nothwendig im Gleichgewichte befindet, welches also weder eine Druckkraft, noch ein Kräftepaar zur Resultante hat. Dagegen bilden alle äusseren Kräfte ein System, welches nicht im Gleichgewichte zu sein braucht, dessen Resultante also im Allgemeinen aus einer Druckkraft oder aus einem Kräftepaare oder aus Beiden zugleich besteht.

## Allgemeine Sätze.

Nach diesen Erläuterungen stellen wir folgende Sätze auf, deren Begründung wir dem Leser überlassen, da wir es hier nicht auf eine analytische Entwicklung, sondern auf einen Überblick abgesehen haben.

1. Die Schwerpunktsbewegung entsteht und verändert sich nur durch eine Druckkraft oder durch ein System von Kräften, dessen Resultante eine Druckkraft ist, nicht durch ein Kräftepaar. Demgemäss nennen wir einen Druck auch eine Fortschrittskraft.

2. Eine Druckkraft erzeugt unmittelbar eine Schwerpunktsbewegung, keine Drehungsbewegung.

3. Die Drehungsbewegung (bemessen nach der Veränderung der aus dem Principe der Flächen bekannten Vektorflächen oder Momentensummen der Bewegungsgrössen) entsteht und verändert sich nur durch ein Kräftepaar oder durch ein System von Kräften, dessen Resultante ein Kräftepaar ist, nicht durch eine einfache Druckkraft. Demgemäss nennen wir ein Kräftepaar auch wohl eine Drehungskraft.

4. Ein Kräftepaar erzeugt unmittelbar eine Drehungsbewegung, keine Schwerpunktsbewegung.

5. Schwerpunktsbewegung und auch Drehungsbewegung eines Körpersystems kann nur durch äussere Kräfte, also nur durch die Wechselwirkung mit einem äusseren Körpersysteme oder mit der Aussenwelt erzeugt und verändert werden (indem innere Kräfte stets eine annullirte Fortschritts- und Drehungskraft haben und demzufolge nur in Partialsystemen Schwerpunkts- und Drehungsbewegungen hervorzubringen vermögen). Schwerpunktsbewegung entsteht unmittelbar nur durch einen einfachen äusseren Druck (oder durch ein äusseres Kräftesystem, dessen Resultante ein solcher Druck ist); Drehungsbewegung entsteht unmittelbar nur durch ein äusseres Kräftepaar (oder durch ein äquivalentes äusseres Kräftesystem).

6. Innere Kräfte können unmittelbar niemals weder Schwerpunktsbewegung, noch Drehungsbewegung des Gesamtsystems erzeugen oder verändern.

7. Schwerpunktsbewegung und Drehungsbewegung, Fortschrittskraft und Drehungskraft, lebendige Fortschrittskraft und lebendige Drehungskraft sind selbstständige, von einander unabhängige Zustände, Kräfte und Wirkungen, welche sich unmittelbar nicht beeinflussen, weder verstärken, noch verschwächen, welche nicht einander äquivalent sind und sich nicht ersetzen können.

8. Die Umwandlung der einen in die andere dieser beiden Bewegungen kann nur unter Mitwirkung äusserer und innerer Kräfte geschehen.

9. Die Verwandlung der einen Bewegung in die andere ist Vernichtung der ersten und Erzeugung der zweiten, erfordert also, da Vernichtung einer Bewegung der Erzeugung einer gleichen Bewegung in entgegengesetzter Richtung entspricht, die gemeinschaftliche Wirkung zweier äusseren Agentien von der Natur der ersten und der zweiten Bewegungsart.

10. Ein äusserer Druck  $Q$  kann nur mittelbar, d. h. unter Vermittlung innerer Kräfte oder Widerstände, Drehungsbewegung erzeugen. Diese inneren Widerstände bilden hierbei ein

Fig. 2. Gleichgewichtssystem, und die Vermittlung geht in der Weise vor sich, dass sich dieses Gleichgewichtssystem in zwei gleiche und entgegengesetzte Kräfte  $P$ ,  $-P$  auflöst, welche parallel und gleich  $Q$  sind und die Rolle von zwei äusseren Kräften übernehmen, indem sich die eine, nämlich  $-P$ , mit dem gegebenen äusseren Drucke  $Q$  zu einem äusseren Kräftepaare, welches

die Drehung bewirkt, verbindet, während die andere  $P$  als eine äussere Fortschrittskraft die Schwerpunktsbewegung erzeugt (Fig. 2).

11. Ein äusseres Kräftepaar kann auch nicht mittelbar, d. h. nicht unter Vermittlung innerer Kräfte oder Widerstände, Schwerpunktsbewegung erzeugen.

12. Innere Kräfte vermögen auch nicht mittelbar, d. h. nicht unter Vermittlung anderer inneren Kräfte oder Widerstände Schwerpunkts- oder Drehungsbewegung hervorzubringen. Überhaupt vermag kein im Gleichgewichte befindliches System von Kräften das davon angegriffene Körpersystem in Schwerpunkts- oder Drehungsbewegung zu versetzen oder diese Bewegungen zu verändern.

13. Selbstverständlich kann unter Mitwirkung äusserer Kräfte oder Widerstände (da dieselben nicht wie die inneren Kräfte im Gleichgewichte zu sein brauchen) ein äusserer Druck Schwerpunkts- und Drehungsbewegung und ein äusseres Kräftepaar ebenfalls Schwerpunkts- und Drehungsbewegung erzeugen. (Dieser Satz erlangt eine besondere Wichtigkeit bei der Bestimmung der partiellen Bewegung der einzelnen Körper eines Systems, indem für einen jeden solchen Körper der an seiner Verbindungsstelle mit dem Nachbarkörper herrschende innere Druck ein äusserer Druck ist.)

14. Ebenso können unter Mitwirkung äusserer Kräfte oder Widerstände innere Kräfte sowohl Schwerpunkts- als auch Drehungsbewegung hervorbringen. (Dieser Satz wird besonders dann wichtig, wenn die inneren Kräfte selbst es sind, welche die mitwirkenden äusseren Widerstände hervorrufen.)

15. Wenn eine Kraft mehrere Wirkungen hervorbringt; so ist doch die Gesamtheit dieser Wirkungen der Arbeit jener Kraft gleich. Da aber die Arbeit einer Kraft das Produkt aus ihrer Intensität und einem von ihrem Angriffspunkte beschriebenen Wege ist, da also weder die Intensität der Kraft allein, noch der Weg ihres Angriffspunktes allein über ihre Arbeit entscheidet; so kann dieselbe Kraft an demselben Systeme in gegebener Zeit bald mehr, bald weniger Arbeit verrichten, insofern sich ihr Angriffspunkt rascher oder langsamer bewegt.

16. Eben das Nämliche gilt von einem Kräftepaare, indem man als Arbeit desselben das Produkt seines Momentes in die beschriebene Winkelgrösse ansieht. Das Moment des Kräftepaares vertritt seine Intensität und der von seiner Axe beschriebene Winkel seinen Weg.

17. Wenn ein äusserer Druck  $Q$  (Fig. 2) lediglich Schwerpunktsbewegung, keine Drehungsbewegung erzeugt, bewegt sich sein Angriffspunkt  $A$  ebenso rasch wie der Schwerpunkt  $S$  des Systems, seine Arbeit ist also gleich der, welche sich ergibt, wenn sein Angriffspunkt in den Schwerpunkt verlegt wird. Wenn dieser Druck jedoch unter Vermittlung innerer Kräfte nach Satz 10 Schwerpunkts- und Drehungsbewegung erzeugt; so ist seine Arbeit um den zur Drehungsbewegung erforderlichen Betrag grösser als vorhin, indem sich jetzt sein Angriffspunkt  $A$  in entsprechender Weise rascher bewegt, als der Schwerpunkt  $S$ . In letzterem Falle



bringt die Kraft  $Q$  die Schwerpunktsbewegung ganz wie vorhin hervor, indem die Kraft  $P$  dafür an die Stelle tritt; und die Drehungsbewegung, welche sie ausserdem erzeugt, entspricht dem Effekte, welchen das Kräftepaar  $Q, -P$  an dem gegebenen Systeme erzeugt, wenn man sich dessen Schwerpunkt  $S$  als fest denkt.

18. Wenn ein äusseres Kräftepaar  $Q, -Q$  (Fig. 3) an einem isolirten starren Körper  $AB$  arbeitet, dreht sich seine Axe  $AB$

Fig. 3. ebenso rasch als der Körper selbst, der Weg dieses Kräftepaares (Satz 16) entspricht also dem Winkelwege des rotirenden Körpers. Wenn dieses Kräftepaar jedoch mit der einen Kraft  $Q$  den Körper  $AC$  und mit der anderen Kraft  $-Q$  den Körper  $BC$  angreift, und demgemäss durch Zerlegung der inneren Spannung  $P = Q$  bei  $C$  sich in zwei Kräftepaare zerlegt, von welchen das eine  $Q, -P$  den Körper  $AC$  und das andere  $P, -Q$  den Körper

$BC$  dreht; so bewirkt das Kräftepaar  $Q, -Q$  ausser der Drehung des Gesamtsystems  $AB$  um dessen Schwerpunkt noch die Partialdrehungen der beiden Körper  $AC$  und  $BC$  um deren Schwerpunkte. Die Drehung des Gesamtsystems erfolgt gerade so, wie wenn dasselbe starr und von dem Momente  $Q, -Q$  getrieben wäre, und die Partialdrehungen der beiden Körper  $AC$  und  $BC$  erfolgen ebenso, wie wenn diese Körper resp. von den Kräftepaaren  $Q, -P$  und  $P, -Q$  getrieben wären. Das äussere Kräftepaar  $Q, -Q$  liefert im letzteren Falle eine grössere Arbeit, als im ersteren, indem sich die Angriffspunkte  $A$  und  $B$  in Folge der Konkurrenz der Gesamtdrehung mit den Partialdrehungen rascher bewegen.

19. Feste Punkte und Flächen in und an einem Körpersysteme, wie z. B. der Aufhängepunkt eines Pendels, der Drehpunkt einer Wage, das Gestell einer Maschine, das Fahrgleis eines Wagens, eines Geschützes, einer rollenden Kugel u. s. w. sind nichts Anderes als Punkte oder Flächen eines als unveränderlich gedachten äusseren, nicht zum Systeme gehörigen Körpers. Die Widerstände solcher Körper können immer wie äussere Kräfte in Rechnung gestellt werden; es ist jedoch zu beachten, dass ihre Stärke, Richtung und Angriffspunkt oftmals nach der Natur des Systems variabel und von dem augenblicklichen Bewegungszustande desselben abhängig sind.

20. Der feste äussere Körper ist nur eine Spezialität des allgemeineren Falles eines mit dem Systeme in Kontakt kommenden und demnach Widerstand leistenden äusseren Körpers. Alle elastischen Körper, wie die Tragfedern unter einem Apparate, alle tropfbaren und gasförmigen Flüssigkeiten, welche das Körpersystem in Form von äusseren Medien umgeben, alle pressbaren Unterlagen wie kompressibles Erdreich, alle dehnsamen Aufhängevorrichtungen u. s. w. gehören in die allgemeine Kategorie der Widerstand leistenden äusseren Körper. Die nach der Natur dieser Körper und des gegebenen Körpersystems nach Maassgabe des momentanen Bewegungszustandes bestimmten Widerstände jener Körper sind für des gegebene System äussere Kräfte, welche die Schwerpunkts- und die Drehungsbewegung dieses Systems nach den vorstehenden Prinzipien bestimmen.

21. Wenn die Formen, Massen, Dichtigkeiten, Verbindungen, Reaktionen und sonstigen Eigenschaften der Körper, welche ein Körpersystem bilden, oder der äusseren Körper, mit welchen dieses System in Kontakt ist, variabel sind, wie es z. B. bei elastischen Körpern, bei Körpern, welche sich durch die Reibung aneinander abnutzen, bei der Bewegung in flüssigen Medien u. s. w. der Fall ist; so können sich in Folge dieser Veränderungen nach und nach die äusseren Kräfte des Systems ändern, indem dieselben häufig aus den Reaktionen des gegebenen Körpersystems auf die äusseren Körper entspringen. Insofern also die Bedingungen des Systems variabel sind und von inneren Kräften abhängen, vermögen innere Kräfte Schwerpunkts- und Drehungsbewegungen zu erzeugen, indem sie zu einer Veränderung der äusseren Kräfte Veranlassung geben, welchen diese Bewegungserzeugung unmittelbar zukommt.

22. Die Wirkung innerer oder äusserer Stösse und Explosionen, d. h. die Wirkung von Stosskräften, welche sich zwischen einzelnen Theilen des Gesamtsystems oder zwischen dem Gesamtsysteme und äusseren Körpern äussern, ist den vorstehenden allgemeinen Prinzipien der stetig wirkenden Kräfte unterworfen. Eine äussere Stosswirkung mit einfacher Resultante erzeugt also eine Schwerpunktsbewegung, eine äussere Stosswirkung mit resultirendem Kräftepaare eine Drehungsbewegung, eine innere Stosswirkung, welche stets ein Gleichgewichtssystem von Impulsen darstellt, erzeugt weder die eine, noch die andere dieser Bewegungen

(sondern nur Partialbewegungen, welche auch bei den äusseren Stosswirkungen noch auftreten können).

23. Da der Stoss einer Kraft entspricht, welche in unendlich kleiner Zeit eine endliche Wirkung hervorbringt, während die stetigen Kräfte in dieser Zeit nur unendlich kleine Veränderungen erzeugen; so ist die während des Stosses vor sich gehende Bewegung und Wirkung der stetigen Kräfte für den Effekt des Stosses irrelevant. Die Wirkung des Stosses auf ein stetig bewegtes System ist mithin dieselbe, wie wenn das Körpersystem in allen seinen Theilen momentan vollständig in Ruhe wäre, und die Bewegung am Ende des Stosses setzt sich aus den durch den Stoss erzeugten und den vor dem Stosse bestandenen Bewegungen zusammen.

24. Wenn die Schwerpunktsbewegung gleichförmig (oder null) ist, ist die Resultante aller äusseren Kräfte null (kann sich jedoch auf ein Kräftepaar reduzieren).

25. Wenn die Umdrehungsbewegung gleichförmig (oder null) ist, befinden sich alle äusseren Kräfte um den Schwerpunkt im Gleichgewichte (können aber eine durch den Schwerpunkt gehende Resultante haben).

26. Wenn die Schwerpunktsbewegung vollkommen periodisch ist, ist die Arbeit aller äusseren Kräfte in der Periode gleich null.

27. Wenn die Umdrehungsbewegung vollkommen periodisch ist, ist die Dreh- oder Hebelarbeit aller äusseren Kräfte in Beziehung zum Schwerpunkte in der Periode gleich null.

28. Wenn ein Körpersystem trotz aller Bewegung seiner Theile keine Veränderung der Massenvertheilung erleidet und es befindet sich in dem Gesamtsysteme irgend ein Partialsystem, welches gar keine Bewegung (oder nur eine mit dem Gesamtsysteme gemeinschaftliche Schwerpunktsbewegung) hat; so bilden alle äusseren Kräfte des Gesamtsystems um den Schwerpunkt desselben ein Gleichgewichtssystem. (Es kommt hierbei gar nicht darauf an, ob das unbewegliche Partialsystem gross oder klein sei; dieser Satz gilt, selbst wenn das unbewegliche Partialsystem in einem einzigen materiellen Punkte besteht.)

## Generelle Analyse der Mechanismen.

Die gewöhnliche Verbindungsweise starrer Körper zu einem Mechanismus besteht in der Gliederung, welche Drehung dieser Körper um gewisse, gegen diese Körper fest liegende Punkte oder Axen, also Drehung mit gegebenen unveränderlichen Radien bezweckt, und in der Führung, welche Gleitung oder Fortschritt dieser Körper längs gewisser gegebenen Linien oder Flächen bezweckt. Hierbei heben wir nochmals hervor, dass die Drehung um einen anderen Punkt als den Schwerpunkt keine reine Drehungsbewegung, sondern eine Kombination von Drehungs- und Fortschrittsbewegung ist.

Neben diesen erzwungenen Bewegungen, welche durch solche Hindernisse bedingt sind, die in Beziehung zu dem betrachteten Körper die Rolle von äusseren Körpern oder Widerständen spielen, bestehen unter Umständen noch die freien Fortschritts- und Drehungsbewegungen, welche dem einen oder dem anderen Körper gestatten, in beliebigen Richtungen fortzuschreiten oder sich um beliebige ideelle Axen zu drehen.

Ausser diesen Bewegungen, welche für jeden einzelnen starren Körper Gesamtbewegungen, für das gesamte Körpersystem aber Partialbewegungen sind, kommen vornehmlich noch die Molekularbewegungen der flüssigen, elastischen, pressbaren, dehn-samen, körnigen, erdigen Körper in Betracht, welche durch äussere und innere, mechanische, kalorische und sonstige Agentien hervorgerufen werden. Diese Bewegungen können in den Bewegungen und Veränderungen der einzelnen Moleküle meistens als unter dem Einflusse der Nachbarmoleküle vor sich gehende freie Bewegungen aufgefasst werden.

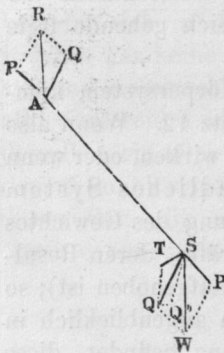
Wie nun auch ein Mechanismus oder ein Körpersystem komponirt sein mag, immer gilt davon der obige Satz 12. Wenn also auf dieses System zu keiner Zeit äussere Kräfte wirken, oder wenn dieselben stets ein im Gleichgewichte befindliches System von Kräften bilden (wenn also z. B. die Wirkung des Gewichtes schwerer Massen durch ein System äusserer Kräfte, deren Resultante durch den Schwerpunkt des Systems geht, aufgehoben ist); so wird, falls der Schwerpunkt dieses Systems sich augenblicklich in Ruhe oder in gleichförmiger Fortschrittsbewegung befindet, diese Fortschrittsbewegung durch innere Kräfte niemals geändert wer-

den, und falls die Umdrehungsbewegung des Systems um dessen Schwerpunkt im Sinne der obigen Erläuterung augenblicklich null oder gleichförmig ist, wird auch diese Umdrehungsbewegung durch innere Kräfte nicht geändert werden. Überhaupt werden, wenn das System von beliebigen äusseren Kräften angegriffen und demzufolge ungleichförmig bewegt wird, innere Kräfte niemals die Schwerpunktsbewegung und die Umdrehungsbewegung des Gesamtsystems um seinen Schwerpunkt beeinflussen: diese beiden Gesamtbewegungen werden vielmehr ausschliesslich durch die auf das System wirkenden äusseren Kräfte und durch den gleichförmigen Anfangszustand der Bewegung bedingt sein.

Wenn hiernach durch die Wirkung innerer Kräfte gewisse Körper des Systems vorwärts schreiten, werden die übrigen rückwärts schreiten und, wenn einzelne sich heben, werden andere sich senken, und zwar dergestalt, dass der Schwerpunkt des Gesamtsystems ungeändert bleibt. Ebenso werden, wenn durch die Wirkung innerer Kräfte einzelne Körper nach rechts schwingen oder rotiren, andere nach links schwingen resp. rotiren, oder es werden allgemein die partiellen Drehungen sich einander so entgegensetzen, dass die Drehung des Gesamtsystems um dessen Schwerpunkt (nämlich die Momentensumme der Bewegungsgrössen für jede Koordinatenebene oder das aus dem Principe der Flächen bekannte Gesetz der Vektorfläche) ungeändert bleibt.

So bildet z. B. ein an einem festen Punkte  $A$  aufgehängter starrer Körper  $AS$  von beliebiger Gestalt ein Pendel (Fig. 4), welches fähig ist, um diesen Punkt beliebige Schwingungen auszuführen.

Fig. 4.



Wenn nur die Schwere, also kein Luftwiderstand und keine Zapfenreibung auf das Pendel wirkt, wird sich ein regelmässiger periodischer Bewegungszustand einstellen. Dieser Zustand besteht in einer im Allgemeinen krummlinigen und innerhalb der Periode variablen Schwerpunktsbewegung und einer im Allgemeinen ebenfalls variablen Drehungsbewegung um diesen Schwerpunkt mit variabler Drehungsaxe. Der äussere Motor für diese aus irgend einem gegebenen Anfangszustande hervorgehende Pendelbewegung ist die Schwere, als Anziehung des Erdkörpers, und der Widerstand



des Aufhängepunktes. Die Schwere bildet eine stets durch den Schwerpunkt  $S$  des Systems vertikal nach unten wirkende konstante Kraft  $W$ ; der Widerstand  $R$  des Aufhängepunktes  $A$  ist jedoch eine nach Grösse und Richtung variable Kraft. Die beiden Kräfte  $W$  und  $R$  stellen ein nicht im Gleichgewichte befindliches und ausserdem ein variables System äusserer Kräfte dar, welches dem Pendel eine variable Bewegung ertheilen muss. Zerlegt man  $R$  normal und parallel zur Linie  $AS$  in die beiden Komponenten  $Q$  und  $P$ , darauf  $W$  ebenfalls parallel und normal zu jener Linie in  $P'$  und  $Q'$ , alsdann  $Q'$  in zwei auf derselben Linie und auf einander normal stehende Komponenten  $Q''$  und  $T$ , wovon  $Q''$  parallel zu  $Q$  ist; so muss, weil der Schwerpunkt des als starr vorausgesetzten Körpers sich niemals in der Richtung der Linie  $AS$  zu bewegen vermag,  $P = P'$  sein. Durch gegenseitige Vernichtung dieser beiden Kräfte reduziert sich das System der äusseren Kräfte auf die drei  $Q$ ,  $Q''$ ,  $T$ . Hiervon bilden  $Q$  und  $Q'' = Q$  ein Kräftepaar, welches die Umdrehungsbewegung des Pendels um den Schwerpunkt  $S$  bedingt und  $T$  einen Druck, welcher die Fortschrittsbewegung des Schwerpunktes erzeugt. Wäre, wie bei einem elastischen Körper, Schwerpunktsbewegung auch in der Richtung  $AS$  möglich; so würde  $P'$  nicht nothwendig gleich  $P$  sein: es würde sich vielmehr  $P' - P$  mit  $T$  zu demjenigen Drucke  $T'$  in  $S$  zusammensetzen, welcher die Schwerpunktsbewegung bestimmt.

Denkt man sich den Zusammenhang der Moleküle eines solchen pendulirenden starren Körpers zu irgend einer Zeit dergestalt gelöst, dass sich dieser Körper ohne Änderung der gegebenen Massenvertheilung in eine Anzahl anderer starrer, flüssiger, erdiger, pressbarer, elastischer, dehnbarer Körper zerlegt, welche die Fähigkeit besitzen, sich irgendwie gegeneinander oder auch unabhängig voneinander zu bewegen, indem sie dabei beliebige innere Kräfte, wie Pressungen, Reibungen, Spannungen, Torsionen, Zentrifugalkräfte u. s. w. entwickeln; so werden in Folge einer solchen Veränderung des Molekularzusammenhanges durch die in den Trennungspunkten auftretenden inneren Kräfte, welche für jeden beweglichen Einzelkörper die Rolle von äusseren Kräften spielen, sich partielle Fortschritts- und Drehungsbewegungen einstellen. Diese partiellen Bewegungen alteriren die vorhin bezeichnete Gesamtbewegung des Körpersystems durchaus nicht, insofern sie nicht den als zweite äussere Kraft wirkenden Widerstand  $R$  des Auf-

hängepunktes  $A$  ändern. Letzteres wird in der That häufig der Fall sein, d. h. unter der Wirkung der inneren Kräfte werden sich häufig die Bedingungen des Systems und demzufolge die äusseren Kräfte ändern, und aus diesem Grunde wird nach Satz 21 die Gesamtbewegung des komplizirteren Systems eine andere werden, als die des einfacheren: immer bestimmen jedoch die in irgend einem Zeitmomente herrschenden äusseren Kräfte, mögen sie stetig oder stossweise wirken, die im nächsten Zeitelemente vor sich gehenden Bewegungsveränderungen allein.

Wäre z. B. ein starrer Körper  $S$  mittelst einer elastischen Stange im Punkte  $A$  aufgehängt, so würde sich in Folge der Ungleichheit der beiden Kräfte  $P$  und  $P'$  die Stange allmählich dehnen und zusammenziehen. Diese Schwerpunktsbewegung in der Richtung der Linie  $AS$  ist das Resultat der Variabilität der äusseren Kraft  $P$ . Etwas Ähnliches würde entstehen, wenn der in  $A$  aufgehängte starre Körper  $AS$  durch Wärme ausgedehnt oder kontrahirt würde. Ein nicht an einem festen Punkte aufgehängtes Körpersystem, welches ausser der Schwere keine äussere Einwirkung erlitte, würde durch die Elasticität seiner Theile und durch die Einwirkung der Wärme, mag sie partiell oder total sein, keine Schwerpunkts- und keine totale Umdrehungsbewegung erleiden.

Ebenso wird ein plötzliches Zusammenschlagen einzelner Körper eines Systems, insofern damit keine Reaktionen äusserer Körper verbunden sind, keine Schwerpunkts- und Drehungsbewegung des Gesamtsystems hervorrufen. Es ist jedoch möglich, dass die Verbindung des Systems nach dem Stosse eine andere ist, als vor dem Stosse, und dass demzufolge nach dem Stosse andere bewegende Kräfte wirksam sind, als vor dem Stosse.

Es muss noch darauf aufmerksam gemacht werden, dass die Ausschaltung gewisser in manchen Systemen vorkommenden leichten oder dünnen Körper, z. B. der Gase und Dämpfe, und die Ersetzung derselben durch zwei gleiche und entgegengesetzte innere Kräfte im Allgemeinen unzulässig ist. Denn wenn diese Körper auch oftmals wegen ihrer geringen Masse vernachlässigt werden können; so ist die Annahme der Gleichheit ihrer Spannungen an den entgegengesetzten Endflächen, womit sie die übrigen Systemtheile berühren, in vielen Fällen, namentlich in denen, wo die berührten Systemtheile sich mit verschiedenen Geschwin-

digkeiten bewegen, durchaus falsch. Die Spannung der Gase ist nämlich wohl zwischen je zwei benachbarten Molekülen und auch zwischen jedem Endmoleküle und dem angrenzenden Systemtheile gleich; dieselbe variirt aber von dem einen Ende bis zum anderen, sodass sie an beiden Enden ungleich ist. So ist z. B. der Dampfdruck in dem Zylinder einer Dampfmaschine gegen den Zylinderboden nicht dem Drucke gegen den sich rascher bewegenden Kolben gleich. Vernachlässigt man also den Dampf als Systemkörper; so hat sein Druck gegen die Maschine eine einseitige Resultante, welche auf diese Maschine wie eine äussere Kraft wirkt und demgemäss eine Schwerpunktsbewegung zu erzeugen strebt.

Die vorstehende allgemeine Analyse wird geeignet sein, selbst unter den komplizirtesten Fällen ein generelles Bild von den partiellen und totalen Bewegungen eines Körpersystems zu entwerfen und sich die mechanischen Vorgänge in den Hauptzügen zu vergegenwärtigen, was zur Erleichterung der speziellen Analyse und zur Berechnung der Wirkungen von Wichtigkeit ist, wie wir an einigen Beispielen zeigen werden.

## Geschütz und Geschoss.

Wenngleich das Geschützwesen unserer speziellen Aufgabe fern liegt; so bietet doch das Artilleriegeschütz als ein auf Rädern ruhender Apparat mit inneren Kraftwirkungen eine mit dem Eisenbahn-Transportwesen in so naher Beziehung stehende und zugleich so einfache Anwendung der vorstehenden allgemeinen Sätze, dass wir uns nicht versagen können, zur Illustrirung dieser Sätze die ferneren Anwendungen auf das Eisenbahnwesen durch einige kurze Bemerkungen über das Geschützwesen einzuleiten.

Ein Geschütz mit der Kugel bildet ein Körpersystem. Die Spannung des Pulvergases und die Reibung zwischen der Kugel und dem Rohre können als innere Kräfte angesehen werden. (Hinsichtlich der Spannung des Pulvergases ist diese Annahme unbedingt zulässig, sobald man das Gas als einen zu dem Gesamtsysteme gehörigen Körper ansieht: ignorirt man aber, wie wir es thun, das Gas als Körper gänzlich und betrachtet man seine Spannung als eine unmittelbar zwischen Geschütz und Kugel wirkende innere Wirkung und Gegenwirkung; so muss man allerdings die Hypothese zulassen, dass der Gasdruck gegen das Geschütz und der Gasdruck

gegen die Kugel stets gleich seien, was nur näherungsweise richtig ist, indem dieser Druck mit der Geschwindigkeit des gedrückten Körpers variirt.) Unter der alleinigen Wirkung dieser Kräfte kann der Schwerpunkt des Systems keine Verrückung erleiden (Satz 12). Denkt man sich also dieses System im luftleeren Raume freischwebend, d. h. ohne Berührung mit dem festen Erdboden; so wird die Kugel vorwärts und das Geschütz rückwärts fliegen, und zwar Beide mit solchen Geschwindigkeiten, dass der gemeinschaftliche Schwerpunkt unverrückt bleibt. Je leichter das Geschütz ist, desto rascher wird dasselbe rückwärts und desto langsamer die Kugel vorwärts fliegen und umgekehrt, je schwerer das Geschütz ist, desto langsamer wird es rückwärts und desto rascher die Kugel vorwärts fliegen.

Wird das Geschütz fest gestellt; so wird durch den Widerstand des Erdkörpers eine äussere Kraft eingeführt, welche auf das System in der Richtung nach vorn wirkt. Diese Kraft bewirkt Fortbewegung des gemeinschaftlichen Schwerpunktes (Satz 2), indem sie den Rücklauf des Geschützes aufhebt und die Geschwindigkeit der Kugel erhöht.

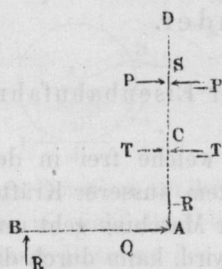
Wenn das Geschütz auf Rädern und auf dem Schwanze der Laffette ruht, erzeugt sich bei seinem Rücklaufe ein seiner Konstruktion als Fahrzeug entsprechender, aus Rollreibung, Zapfenreibung und Gleitreibung zusammengesetzter Widerstand, welcher der zu seiner Fortschaffung mit der Kugel und schleifendem Laffettenschwanze erforderlichen Zugkraft gleich kömmt. Dieser Widerstand ist eine äussere Kraft, welche den gemeinschaftlichen Schwerpunkt nach vorn bewegt, das Geschütz in seinem Rücklaufe verzögert und die Kugel angemessen beschleunigt.

Man kann sowohl die Kugel, als auch das Geschütz als ein System für sich oder als ein inneres System betrachten. Alsdann ist für jedes der Druck des Pulvergases und die Reibung im Rohre eine äussere Kraft. Der Druck des Pulvergases gegen die Kugel und gegen das Geschütz ist übrigens keine konstante, von diesem Gase allein abhängige, sondern eine durch die Bewegung dieser Körper, also durch den Reibungswiderstand der Kugel im Rohre und der Räder des Geschützes mit bedingte Kraft.

Der Reibungs- oder Zugwiderstand  $Q$  des Geschützes ist ganz unabhängig von der lebendigen Kraft, welche sich beim Rücklaufe des Geschützes in seinen Rädern anhäuft. Demnach wird der Rücklauf des Geschützes durch diesen Widerstand  $Q$  ebenso ver-

zögert und der gemeinschaftliche Schwerpunkt ebenso beschleunigt, wie wenn dieser Widerstand als äussere Kraft unmittelbar im Schwerpunkte  $S$  des geladenen Geschützes (Fig. 2) angebracht wäre, gleichviel ob hierbei die Räder in Drehung versetzt werden oder nicht (Satz 10). Die Drehung der Räder ergibt sich als eine besondere, von jener Fortschrittsbewegung unabhängige Drehungsbewegung aus der Wirkung desjenigen Kräftepaares  $Q, -P$  (Fig. 5),

Fig. 5.



welches durch den horizontalen Widerstand  $Q$  des Erdbodens und durch die im Schwerpunkte  $S$  des Gesamtsystems durch Zerlegung der dort entstehenden inneren Spannung erzeugte Kraft  $-P = -Q$  gebildet wird (Satz 10 und 15). Dieses Kräftepaar äussert die Tendenz, das ganze geladene Geschütz um seinen Schwerpunkt zu drehen und würde Diess auch thun, wenn der unterste Punkt der Räder die einzige Berührungsstelle mit dem festen Erdboden

wäre. Durch die Stützung auf den Laffettenschwanz wird die Drehung des Geschützes um seinen Schwerpunkt verhindert: es erzeugt sich nämlich ein dem Kräftepaare  $P, -Q$  äquivalentes äusseres Kräftepaar  $R, -R$ , dessen eine (vertikal aufwärts gerichtete) Kraft durch den Stützpunkt  $B$  des Laffettenschwanzes und dessen andere (vertikal abwärts gerichtete) Kraft durch den Berührungspunkt  $A$  der Räder geht. Dieses Kräftepaar entspricht dem vertikalen Drucke des Laffettenschwanzes gegen den Erdboden und einer Verminderung des vertikalen Druckes der Räder gegen den Erdboden. Dieses äussere Kräftepaar hat nach Satz 11 keinen Einfluss auf die Fortschrittsbewegung, sondern kann nur Drehungsbewegung erzeugen oder vernichten.

Ist  $C$  die Axe oder der Schwerpunkt der Räder und  $D$  der Schwerpunkt des auf den Rädern ruhenden Geschützes mit der Kugel und Laffette; so bildet sich durch Zerlegung der inneren Spannung bei  $C$  in die beiden entgegengesetzten horizontalen Kräfte  $T$  und  $-T$  von dem Betrage  $Q$  einmal das System der drei Kräfte  $-P, T$  und  $R$ , welches auf das Geschütz ohne Räder wirkt und dasselbe um seinen Schwerpunkt  $D$  im Gleichgewichte erhält, und das Kräftepaar  $Q, -T$ , welches auf die Räder wirkt und dieselben um deren Schwerpunkt  $C$  dreht.

Ist die Radaxe  $C$  nicht fähig, in horizontaler Richtung auf



seine Nabe zu wirken; so sind  $T$  und  $-T$  die horizontalen Komponenten zweier schräg gerichteten Kräfte, deren vertikale Komponenten das Geschütz von den Rädern zu trennen strebt. Ebenso ist es nach Beschaffenheit des Erdbodens  $AB$  möglich, dass die Kräfte  $Q$ ,  $P$ ,  $-P$ ,  $R$ ,  $-R$  schräge Richtungen annehmen oder die horizontalen, resp. vertikalen Komponenten schräger Kräfte darstellen.

## Lokomotive ohne Tender.

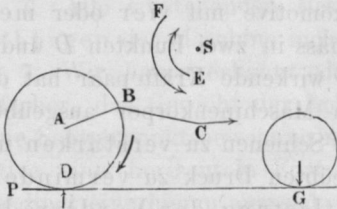
Betrachten wir jetzt die Bewegungen der Eisenbahnfahrzeuge.

1. Eine Lokomotive ohne Tender, welche frei in der Luft schwebt oder durch ein unsichtbares System äusserer Kräfte, dessen Resultante durch den Schwerpunkt der Maschine geht und dem Gewichte derselben gleich ist, getragen wird, kann durch die Dampfspannung im Zylinder, so lange der Druck gegen den Zylinderboden dem Drucke gegen den Kolben gleich ist, da man alsdann diese Spannung unter Vernachlässigung der Dampfmasse wie eine innere Kraft behandeln darf, keine Schwerpunkts- und keine Umdrehungsbewegung um diesen Schwerpunkt annehmen. In dem Maasse wie der Kolben sich vorwärts bewegt, bewegt sich die übrige Maschinenmasse rückwärts. In dem Maasse, wie ein Theil sich hebt, senkt sich der andere. In dem Maasse, wie ein Theil (vom Schwerpunkte der Maschine aus beurtheilt) nach vorn oder nach rechts schwingt, schwingt ein anderer Theil nach hinten, resp. nach links. In dem Maasse, wie ein Theil sich stetig nach der einen Seite dreht, dreht sich ein anderer Theil stetig nach entgegengesetzter Seite.

2. Die Triebräder sind Theile, welche durch den Druck gegen den Kolben in beschleunigte Rotation um ihre Axe versetzt werden. Diese Rotation der Triebräder repräsentirt eine stetige Umdrehungsbewegung der Maschine um ihren Schwerpunkt  $S$  in der durch den Pfeil  $E$  (Fig. 6) bezeichneten Richtung. (Um das Wesen der Rotation eines Rades  $A$  als Drehung eines Gesamtsystems  $S$ , mit welchem jenes Rad verbunden ist, gehörig zu würdigen, muss man sich die algebraische Summe der Vektorflächen vergegenwärtigen, welche die vom Schwerpunkte  $S$  nach den einzelnen Molekülen der rotirenden Radmasse  $BD$  gezogenen Vek-

toren beschreiben. Wenn diejenigen Vektorflächen, welche einer Drehung um  $S$  in der Richtung des Pfeiles  $E$  entsprechen, positiv und diejenigen, welche einer entgegengesetzten Drehung entsprechen, negativ genommen werden; so wird die algebraische Summe positiv ausfallen oder dem Pfeile  $E$  entsprechen, weil die von  $S$  weiter abstehenden Moleküle der Radmasse grössere Vektorflächen liefern, als die näher liegenden.)

Fig. 6.



Diese Drehungsbewegung muss nothwendig durch eine entgegengesetzte Bewegung der ganzen Maschine nach der Richtung des Pfeiles  $F$  ausgeglichen werden. Die in ihrem Schwerpunkte aufgehängte Maschine wird also in stetige Rotation um ihren Schwerpunkt  $S$  versetzt werden, in Folge deren sie sich allmählich vollständig umkehren muss. Der Vermittler dieser Rotation der ganzen Maschine ist die Kulissee, welche den Kolben  $C$  führt und welche unausgesetzt, sowohl beim Hin-, wie beim Hergange durch die Bleuelstange  $BC$  einen von unten nach oben gerichteten Druck empfängt. (Liegt der Zylinder nicht vor, sondern hinter dem Triebbraten; so ist der Druck der Bleuelstange von oben nach unten gerichtet und bringt eben denselben Drehungseffekt hervor).

3. Die Ungleichheit des Dampfdruckes gegen den Zylinderboden und den Kolben spielt keine grosse praktische Rolle und darf durchaus nicht mit der Ungleichheit des Dampfdruckes im Kessel und im Zylinder verwechselt werden, welche für die Theorie der Dampfmaschine die bekannte, von Pambour zuerst herausgestellte wichtige Bedeutung hat. Die erstere Ungleichheit erzeugt vermöge der Resultante jener beiden Pressungen eine geringe horizontale Schwerpunktsbewegung der aufgehängten Maschine, welche alternirend nach vorn und nach hinten gerichtet ist, also sich periodisch ausgleicht: ausserdem erzeugt sie eine oscillatorische Bewegung der Maschine, also eine ebenfalls periodisch sich ausgleichende Umdrehungsbewegung.

4. Wegen der vorhin bezeichneten stetigen Umdrehungsbewegung der Maschine, welche die Compensation für die Rotation der Triebbräder bildet, leuchtet ein, dass ein äusseres Kräftesystem mit einfacher Resultante zwar den Schwerpunkt in Ruhe erhalten, aber nicht die allmähliche Umkehrung oder Umwälzung der Maschine

verhindern kann. Der letztere Effekt verlangt die Vernichtung einer Umdrehungsbewegung oder die Erzeugung einer solchen Bewegung von der Äquivalenz der durch die Rotation der Triebräder repräsentirten Bewegung. Hierzu ist unbedingt ein äusseres Kräftepaar erforderlich. Ein solches Kräftepaar und zugleich die zur Verhütung der Schwerpunktsbewegung erforderliche vertikale Kraft kann durch den Widerstand eines Schienengleises dargeboten werden, wenn die Lokomotive mit vier oder mehr Rädern darauf gestellt und demgemäss in zwei Punkten *D* und *G* unterstützt ist. Das in *D* und *G* wirkende Kräftepaar hat den Effekt, den von einem ruhenden Maschinenkörper ausgeübten Druck der Hinterräder gegen die Schienen zu verstärken und den von den Vorderrädern ausgeübten Druck zu vermindern. Diesem Kräftepaare, also der Entlastung der Vorderräder, d. h. der betreffenden Gegenwirkung der Schienen, verdanken alle Räder der Lokomotive unmittelbar ihre Rotationsbeschleunigung, oder Rotationsbeschleunigung der Räder ist nicht anders möglich, als mit Entlastung der Vorderräder. Umgekehrt ist mit einer Retardation der Räder eine Belastung der Vorderräder und eine Entlastung der Hinterräder unvermeidlich verknüpft, und man sieht, dass der Dampfdruck, welcher gegen die Räder als einfacher Druck, nicht als Kräftepaar wirkt, nur mittelbar die Ursache der Umdrehung der Räder ist.

Wenn der Dampfdruck gegen den Kolben keine Rotation der Räder hervorbringt, also diese Bewegung nicht beschleunigt und nicht verzögert, wenn also die Arbeit dieses Druckes durch die inneren Reibungen konsumirt wird, ändert sich die gesammte Umdrehungsbewegung der Lokomotive nicht mehr. Wenn also in einem solchen Augenblicke die Winkelgeschwindigkeit des Maschinenkörpers um seinen Schwerpunkt null ist, bleibt sie null, das Kräftepaar bei *D* und *G* verschwindet und die Entlastung oder Belastung der Vorderräder, welche diesem Kräftepaare ihre Entstehung verdankt, hört auf. Übrigens ist bei einer auf Schienen laufenden Lokomotive der horizontale Schienenwiderstand eine andere Quelle der Druckvertheilung auf die Räder, welche wir weiter unten betrachten werden.

5. Ist die Lokomotive mit einer bestimmten Schwerpunktsbewegung und mit einer bestimmten Umdrehungsbewegung, also mit einer bestimmten Kolbengeschwindigkeit und Raddrehung und Drehungsgeschwindigkeit um ihren Schwerpunkt gegeben; so be-

wirken die im Vorstehenden betrachteten Kräfte die entsprechenden Veränderungen dieser Geschwindigkeiten, welche entweder in Beschleunigungen oder Verzögerungen bestehen. Sobald daher irgend eine dieser beiden Bewegungen konstant (oder auch null) ist, verschwindet die betreffende äussere Kraft, resp. das äussere Kräftepaar, und umgekehrt, wenn diese äussere Kraft nicht vorhanden ist, ist die betreffende Bewegung gleichförmig.

6. Alle vorstehenden Resultate werden durch die inneren Reibungen der Maschine nicht beeinflusst.

7. Wir haben erkannt, dass ein äusseres Kräftesystem mit einfacher, das Gewicht der Lokomotive balancirender Resultante keine Schwerpunktsbewegung möglich macht. Soll also die Lokomotive eine horizontale Fortschrittsbewegung annehmen; so ist unbedingt eine hierzu ausreichende besondere äussere horizontale Kraft erforderlich. Diese Kraft wird durch den horizontalen Widerstand oder die Adhäsion des Bahngleises dargeboten. Auf horizontaler Bahn ist der Gesamtbetrag dieses Widerstandes für alle Trieb- und Laufräder der Lokomotive eine horizontale Kraft  $P$  genau von der Stärke, wie sie erforderlich ist, um eine freie Masse vom Gewichte der Lokomotive in die ihr momentan zukommende variable, d. h. beschleunigte oder verzögerte Bewegung zu versetzen. Die inneren Reibungen an Axen, Kolben, Kulissen u. s. w. sind zur Bestimmung des zwischen den Rädern und der Schiene bestehenden Widerstandes ganz irrelevant, sobald die Beschleunigung oder Verzögerung der Lokomotive als gegeben angesehen wird; sie beeinflussen diesen Widerstand nur indirekt, insofern die Beschleunigung oder Verzögerung der Lokomotive von ihnen mit abhängt. Die Lokomotive verdankt hiernach auch ihre Fortschrittsbewegung unmittelbar nicht dem Dampfdrucke, sondern dem Widerstande der Schienen: der Dampfdruck, als innere Kraft, ist nur mittelbar die Ursache jener Fortschrittsbewegung, wie er auch nur mittelbar die Ursache der Rotation der Räder war.

8. Aus dem letzteren Satze geht das wichtige Resultat hervor, dass wenn eine ohne Tender laufende Lokomotive auf horizontaler Bahn sich in beschleunigter Bewegung befindet, sie die Schiene nach rückwärts drückt, und wenn sie sich in verzögerter Bewegung befindet, sie die Schiene nach vorwärts drückt, wenn sie sich aber in gleichförmiger Bewegung befindet, sie die Schiene weder nach rückwärts, noch nach vorwärts drückt,

dass also bei dieser gleichförmigen Bewegung kein horizontaler Widerstand zwischen den Rädern und der Schiene stattfindet. Bei beschleunigter Bewegung ist also der horizontale Widerstand eine positive, die Lokomotive vorwärts treibende Kraft  $P$ ; bei verzögerter Bewegung ist er eine negative, die Lokomotive rückwärts treibende Kraft  $-P$ ; bei gleichförmiger Bewegung hat er den Werth null.

9. Wenn sich die Lokomotive auf geneigter Bahn abwärts bewegt, tritt eine der Neigung der Bahn entsprechende Komponente der Schwere als äussere, in der Fortschrittsrichtung wirkende Kraft  $W'$  auf. Diese Kraft wirkt bei beschleunigter Bewegung im Sinne des vorwärts treibenden Schienenwiderstandes  $P$ , vermindert Letzteren also auf den Betrag  $P - W'$ ; bei verzögerter Bewegung wirkt sie dem retardirenden Schienenwiderstande  $-P$  entgegen, erfordert also einen grösseren Widerstand in entgegengesetzter Richtung von dem Werthe  $-(P + W')$ ; bei gleichförmiger Bewegung muss sie durch den Schienenwiderstand aufgehoben werden, bedingt also einen positiven, d. h. einen nach vorn treibenden Widerstand von dem Betrage  $P = W'$ , so dass  $P - W' = 0$  wird.

Bewegt sich die Lokomotive auf geneigter Bahn aufwärts; so erscheint die Komponente der Schwere als negative, nach hinten gerichtete äussere Kraft  $-W'$ . Sie wirkt bei beschleunigter Bewegung dem vorwärts treibenden Schienenwiderstande  $P$  entgegen, erfordert also den grösseren Widerstand  $P + W'$ ; bei verzögerter Bewegung wirkt sie im Sinne dieses Schienenwiderstandes, vermindert also den negativen Widerstand auf  $-P + W' = -(P - W')$ ; bei gleichförmiger Bewegung muss sie durch den Schienenwiderstand vernichtet werden, bedingt also einen negativen, nach hinten gerichteten Widerstand von der Stärke  $P = W'$ , sodass  $-P + W' = 0$  wird.

10. Zieht die Lokomotive einen Tender und einen Wagenzug auf horizontaler Bahn; so wirkt die zur Fortbewegung des Zuges erforderliche Zugkraft als eine äussere, nach hinten gerichtete horizontale Kraft  $-P'$  auf die Lokomotive ein. Da diese Kraft von dem positiven Schienenwiderstande  $P$  mit überwunden werden muss; so hat sie eine Vergrösserung desselben um den Betrag  $P'$  zur Folge. Bei beschleunigter Bewegung ist daher der Widerstand zwischen den Lokomotivrädern und der Schiene positiv  $= P + P'$ ; bei verzögerter Bewegung ist der-



selbe  $- P + P'$ , kann also positiv und negativ und für eine gewisse Neigung der Bahn null sein; bei gleichförmiger Bewegung ist der Schienenwiderstand positiv oder nach vorn treibend und vom Betrage  $P'$ .

Allgemein wird der Schienenwiderstand als äussere, auf die Lokomotive wirkende Kraft bei der Bewegung in horizontaler oder geneigter Bahn aus den obigen positiven oder negativen Werthen dieses Widerstandes gefunden, wenn man diesen Werthen die Zugkraft  $P'$  des Wagenzuges mit dem Tender hinzuaddirt. Drückte der Zug auf die Lokomotive mit der Kraft  $P'$ ; so wäre  $- P'$  an die Stelle von  $P'$  zu setzen.

11. Um alle vorstehenden Fälle in einer einzigen Formel darzustellen, so sei

$P$  die beschleunigende oder wirksame oder treibende Kraft, welche im Stande sein würde, eine freie Masse vom Gewichte  $W$  der Lokomotive in der gegebenen veränderlichen Bewegung zu erhalten, sodass  $P$  bei stattfindender Beschleunigung nach vorn positiv und bei stattfindender Verzögerung oder bei Beschleunigung nach hinten negativ ist,

$P'$  der von dem angehängten Wagenzuge auf die Lokomotive ausgeübte Zug oder Druck, welchen wir als positiv ansehen, wenn er nach vorn gerichtet ist, und als negativ, wenn er nach hinten gerichtet ist,

$W'$  die etwa vorhandene Komponente der Schwere parallel zur Bahn, sodass im Gefälle, wo diese Komponente nach vorn wirkt,  $W'$  positiv, und in der Steigung, wo die Komponente nach hinten wirkt,  $W'$  negativ ist,

$F$  der horizontale Widerstand der Schiene gegen die Räder oder die Adhäsion zwischen Beiden, wobei  $F$  als positiv gedacht wird, wenn der Widerstand der Schiene nach vorn oder der Druck der Räder nach hinten gerichtet ist, dagegen als negativ, wenn der Widerstand der Schiene nach hinten oder der Druck der Räder nach vorn gerichtet ist.

Da die der wirklichen Fortschrittsbewegung entsprechende Kraft  $P$  die algebraische Summe aller horizontalen Kräfte sein muss, da man also  $P = P' + W' + F$  hat; so ist der horizontale Schienenwiderstand gegen die Räder

$$F = P - P' - W'$$

Wie diese Formel nicht von den inneren Reibungen der Lo-

komotive abhängig ist, wird sie auch von der Dampfspannung im Zylinder nicht berührt. Sie gilt daher auch für eine mit abgesperrtem oder mit reversirtem Dampfe laufende Lokomotive. Die Abstellung des Dampfes hebt nur die Ent- oder Belastung der Vorder- oder Hinterräder auf und die Umstellung des Dampfes kehrt die relative Ent- oder Belastung um.

Der Luftwiderstand ist bei allen diesen Bewegungen ausser Acht gelassen, kann aber als äusseres Kräftesystem sowohl für die Fortschritts-, als auch für die Drehungsbewegungen leicht in Rechnung gestellt werden.

### Wagen ohne Lokomotive.

Betrachten wir hierauf die Bewegung eines gewöhnlichen Wagens.

1. Der Fall eines solchen Wagens ist in dem vorstehenden allgemeineren Falle einer Lokomotive vollständig enthalten. Man braucht sich nur den Dampfdruck in der Lokomotive gleich null, die inneren Reibungswiderstände mit Ausnahme der Zapfenreibung an den Radaxen als nicht vorhanden und die hinundhergehenden Theile der Lokomotive als gewichtslos zu denken, um die Bedingungen für die Bewegung eines Wagens herzustellen.

2. Wenn ein Wagen auf horizontaler Bahn läuft, ohne von einem anderen Wagen gezogen oder getrieben zu werden; so kann seine Fortschrittsbewegung lediglich durch den horizontalen Widerstand oder die Adhäsion zwischen Schiene und Rad bedingt sein. Ein solcher Wagen kann nur eine verzögerte Bewegung annehmen, indem die Zapfenreibungen fortwährend seine lebendige Kraft verzehren. Dem auf horizontaler Bahn allein laufenden Wagen wirkt daher stets ein negativer horizontaler Widerstand zwischen Schiene und Rad von demjenigen Betrage  $-p$  entgegen, welcher erforderlich ist, um eine freie Masse vom Gewichte des Wagens in gegebener Weise zu verzögern; dieser Wagen drückt mithin das Schienengleis nach vorn. Die Zapfenreibungen sind ohne Einfluss auf den Werth des Widerstandes  $-p$ , wenn die Verzögerung der Fortschrittsbewegung als gegeben angesehen wird. (Den Luftwiderstand haben wir vernachlässigt).

3. Indem sich die inneren Kräfte an der Axe eines Rades in einen Druck und Gegendruck zerlegen und der eine von beiden mit

dem Widerstande der Schienen ein Kräftepaar bildet, erzeugt Letzteres die Umdrehung des Rades.

4. Ist der Bewegungszustand des Wagens gegeben; so ist dadurch der zur Fortschrittsbewegung und der zur Rotation der Räder erforderliche Schienenwiderstand vollständig bestimmt. Die Zapfenreibung beeinflusst diesen Widerstand nur indirekt, indem sie die Verzögerung beider Bewegungen mit bedingt. Demgemäss ist dieser Widerstand für einen Wagen, welcher auf den Zapfen von Rädern ruht, ein anderer, als für ein rollendes loses Rad, indem die Verzögerung desselben unter sonst gleichen Umständen eine andere und zwar schwächere ist.

5. Bezeichnen die kleinen Buchstaben  $p$ ,  $p'$ ,  $w'$ ,  $f$  für einen Wagen oder für einen Wagenzug dieselben Kräfte, welche die grossen Buchstaben  $P$ ,  $P'$ ,  $W'$ ,  $F$  für die Lokomotive ohne Tender bezeichneten (indem jedoch  $p'$ , wenn es sich um einen ganzen Wagenzug handelt, die gesammte Zugkraft, wenn es sich aber um einen Theil dieses Zuges, z. B. um einen einzelnen Wagen dieses Zuges handelt, den auf diesen Theil fallenden Antheil der Zugkraft, also die Differenz der in der vorderen und hinteren Kupplung herrschenden Zugspannung bedeutet); so hat man allgemein für den Wagenzug, gleichviel ob sich derselbe auf horizontaler, fallender oder steigender Bahn, unter der Mitwirkung einer Zugkraft oder eines entgegengesetzt wirkenden Rückdruckes, mit gleichförmiger, beschleunigter oder verzögerter Geschwindigkeit bewegt, die Beziehung

$$f = p - p' - w'$$

Für die Bewegung auf horizontaler Bahn ist  $w' = 0$ , also  $f = p - p'$ . Für die gleichförmige Bewegung ist  $p = 0$ , also  $f = -p' - w'$ . Für die isolirte Bewegung ohne äussere Zugkraft ist  $p' = 0$ , also  $f = p - w'$ . Für die gleichförmige Bewegung auf horizontaler Bahn ist  $p = 0$  und  $w' = 0$ , also  $f = -p'$ . Für die gleichförmige isolirte Bewegung ist  $p = 0$  und  $p' = 0$ , also  $f = -w'$ . Für die isolirte Bewegung auf horizontaler Bahn ist  $p' = 0$  und  $w' = 0$ , also  $f = p$ . Für die gleichförmige isolirte Bewegung auf horizontaler Bahn ist  $p = 0$ ,  $p' = 0$ ,  $w' = 0$ , also  $f = 0$ . Die zuletzt genannte Bewegung ist übrigens nur für eine Lokomotive, nicht für einen Wagen möglich. Die gleichförmige Bewegung eines Wagens kann nicht auf horizontaler Bahn in isolirtem Zustande stattfinden: ein isolirter Wagen kann sich nur im

Gefälle gleichförmig bewegen, und auf horizontaler Bahn ist zur gleichförmigen Bewegung eine gewisse positive Zugkraft erforderlich. Im Gefälle und in der Steigung erfordert die gleichförmige Bewegung eine bestimmte Beziehung zwischen der Neigung der Bahn und der Zugkraft. Damit der Schienenwiderstand  $f = 0$  sei, muss  $p = p' + w'$  sein, damit er positiv sei, muss man  $p > p' + w'$ , und damit er negativ sei,  $p < p' + w'$  haben.

### Wagenzug mit Lokomotive.

In der Wirklichkeit bietet sich selten ein isolirtes Fahrzeug, sondern fast immer eine Verbindung mehrerer, insbesondere ein Wagenzug mit einer Lokomotive dar.

1. Fasst man den ganzen Bahnzug als ein Gesamtsystem auf; so gilt dafür die obige Formel, indem man unter  $F$  den mittleren Widerstand der Schiene gegen alle Lokomotiv- und Wagenräder versteht und die totale Zugkraft  $P'$  gleich null setzt. Hiernach ist für den ganzen Bahnzug der Schienenwiderstand  $F = P - W'$ . Für die Bewegung auf horizontaler Bahn wird  $W' = 0$ , also  $F = P$ , und für die gleichförmige Bewegung auf horizontaler Bahn hat man auch  $P = 0$ , mithin  $F = 0$ . Das letzte Resultat lehrt, dass bei gleichförmiger Bewegung eines mit einer Lokomotive bespannten Bahnzuges auf horizontaler Bahn der Gesamtwiderstand der Schienen gegen die Räder null ist, dass also der Widerstand gegen die Lokomotivräder dem Widerstande gegen die Wagenräder gleich und entgegengesetzt sein muss.

Betrachten wir die Lokomotive als ein selbstständiges und ebenso den Wagenzug mit dem Tender als ein besonderes oder inneres Körpersystem; so ist in den beiden Formeln  $F = P - P' - W'$  und  $f = p - p' - w'$  die Kraft  $P'$  der Kraft  $p'$  stets gleich und entgegengesetzt. Schreibt man daher  $P' = -p'$ ; so werden die beiden Formeln

$$F = P + p' - W'$$

$$f = p - p' - w'$$

und aus beiden ergibt sich die selbstverständliche Beziehung

$$(F + f) = (P + p) - (W' + w')$$

welche wir schon vorstehend für den ganzen Bahnzug aufgestellt haben.

Für die Bewegung auf horizontaler Bahn ist  $W' = 0$  und  $w' = 0$ , folglich

$$F = P + p' \quad \text{und} \quad f = p - p'$$

Für die gleichförmige Bewegung ist  $P = 0$  und  $p = 0$ , folglich

$$F = p' - W' \quad \text{und} \quad f = -p' - w'$$

Für die gleichförmige Bewegung auf horizontaler Bahn ist  $P = 0$ ,  $p = 0$ ,  $W' = 0$ ,  $w' = 0$ , mithin

$$F = p', \quad f = -p' = -F$$

Dieses Resultat, dass bei gleichförmiger Bewegung auf horizontaler Bahn der Widerstand der Schienen gegen die Lokomotivräder das Entgegengesetzte des Widerstandes gegen die Wagenräder ist, haben wir schon vorhin gefunden.

Wenn sich der Wagenzug in einer solchen Bewegung befindet, dass die Spannung  $p'$  zwischen der Lokomotive und den Wagen null ist, hat man

$$F = P - W' \quad \text{und} \quad f = p - w'$$

Da die Lokomotive vom Gewichte  $W$  und der Wagenzug, einschliesslich des Tenders, vom Gewichte  $w$  gleiche Bewegung haben und sich auf derselben Bahn bewegen; so kann man  $P = \alpha W$ ,  $p = \alpha w$ ,  $W' = \beta W$ ,  $w' = \beta w$  setzen. Hierdurch werden die allgemeinen Formeln

$$F = (\alpha - \beta) W + p'$$

$$f = (\alpha - \beta) w - p'$$

Hieraus folgen die beiden Beziehungen

$$F + f = (\alpha - \beta)(W + w)$$

$$\frac{F - p'}{f + p'} = \frac{W}{w}$$

2. Schienenwiderstand. — Die Bestimmung des horizontalen Schienenwiderstandes  $F$  und  $f$  aus der gegebenen Bewegung eines Bahnzuges oder umgekehrt, die Bestimmung dieser Bewegung aus einem gegebenen Schienenwiderstande, überhaupt also die Beziehung zwischen dem Schienenwiderstande und der Bewegung des Bahnzuges ist ein Gegenstand von mannichfacher praktischer Bedeutung. Diese Beziehung kann aus drei verschiedenen Gesichtspunkten beleuchtet werden: erstens, indem



man das Fahrzeug oder den ganzen Bahnzug als ein Gesamtkörpersystem ansieht, welches im Berührungspunkte mit der Schiene von der äusseren Kraft  $F$  oder  $f$  angegriffen wird; zweitens, indem man das Rad eines solchen Fahrzeuges (wenn es sich um ein Triebrad handelt, das Rad mit Bleuel und Kolben) als ein inneres System betrachtet, welches an der Axe (resp. an der Axe und am Kolben, auch wohl an den Bremsklötzen) mit dem übrigen Fahrzeuge wie mit einem äusseren Systeme in Verbindung steht; drittens, indem man die Berührung zwischen Rad und Schiene als Kontaktwirkung zweier rauhen und pressbaren Körper oder als Adhäsion untersucht. Jeder dieser drei Gesichtspunkte liefert besondere Anschauungen von eigenthümlichem Interesse, welche wir nachstehend entwickeln werden.

3. Was den ersten Gesichtspunkt betrifft, wonach das Fahrzeug oder der Bahnzug in seiner Totalität als Körpersystem aufgefasst wird; so sind alle vorstehenden Formeln eben für diesen Gesichtspunkt entwickelt. Man sieht daraus, dass der Schienenwiderstand  $F$  und  $f$  gegen die Lokomotive und gegen den Wagenzug vollständig bestimmt ist, sobald die Fortschrittsbeschleunigung oder die beschleunigenden Fortschrittskräfte  $P$  und  $p$ , ferner die Zugspannung  $p'$  zwischen Lokomotive und Wagenzug und endlich die Neigung der Bahn, also die Kräfte  $W'$  und  $w'$  gegeben sind. Wenn diese drei Dinge gegeben sind, haben alle übrigen Eigenthümlichkeiten der Bewegung, z. B. die Zapfenreibung an den Radaxen, die sonstigen inneren Reibungen an Kolben, Kulissen und Bremsklötzen, die Beschleunigung oder Verzögerung der Rotationsbewegung der Räder, das vollkommene oder unvollkommene Rollen der Räder, das etwaige Gleiten der Triebräder, das Anziehen der Bremsen, das Reversiren der Lokomotive u. s. w. durchaus keine Bedeutung für die Bestimmung des Schienenwiderstandes.

Umgekehrt, bedingt ein gegebener Schienenwiderstand  $F$  und  $f$  bei einer gegebenen Zugspannung  $p'$  auf einer Bahn von gegebener Neigung, also bei gegebenen Werthen von  $W'$  und  $w'$  eine ganz bestimmte Beschleunigung, resp. Verzögerung der Fortschrittsbewegung oder ganz bestimmte Werthe von  $P$  und  $p$ , gleichviel, welche mechanischen Eigenschaften, namentlich welche inneren Reibungen sonst in dem Bahnzuge vorkommen mögen.

Dieser letzte Satz hat unmittelbar das wichtige Resultat im Gefolge, dass wenn ein Eisenbahnwagen, für welchen  $p' = 0$  ist, auf gegebener Bahn, z. B. auf horizontaler Bahn oder für  $w' = 0$  durch Bremsen oder auf irgend eine andere Weise in einem bestimmten Maasse verzögert, also auf eine bestimmte Entfernung zum Stehen gebracht werden soll, wenn also ausser  $p'$  und  $w'$  auch  $p$  gegeben ist, nothwendig zwischen Schiene und Rad sich ein ganz bestimmter Widerstand  $f = p - p' - w'$  einstellen muss und umgekehrt, dass wenn ausser  $p'$  und  $w'$  ein bestimmter Schienenwiderstand  $f$  gegeben ist, der Wagen in ganz bestimmtem, durch  $p = f + p' + w'$  dargestellten Grade verzögert, also auf eine ganz bestimmte Entfernung zum Stehen gebracht wird, gleichviel, welche Reibungswiderstände an den Radaxen oder an den Bremsklötzen herrschen, gleichviel, ob die Räder sich in ihrer Rotation beschleunigen oder verzögern, gleichviel, ob sie vollkommen oder unvollkommen rollen.

Hieraus geht denn auch hervor, dass der grösstmögliche Widerstand, welchen die Schienen zu leisten vermögen, die grösstmögliche Verzögerung des Wagens herbeiführt, dass also dasjenige Bremsverfahren das wirksamste ist, welches den grössten Schienenwiderstand hervorruft. Wie sich hierbei die Räder gegen die Bremse und gegen ihre Axen verhalten, ist durchaus gleichgültig; es kommt lediglich darauf an, dass das Maximum des Schienenwiderstandes hervorgerufen werde. Mit diesem Maximum und mit den Bedingungen, unter welchen dasselbe eintritt, werden wir uns weiter unten beschäftigen.

4. Zuvor beleuchten wir den Schienenwiderstand noch unter dem zweiten der oben erwähnten Gesichtspunkte, indem wir das Rad an der Axe als besonderes inneres System betrachten. Diess läuft darauf hinaus, das Fahrzeug als stillstehend, d. h. ohne Fortschrittsbewegung vorzustellen und nur die Rotation der Räder um ihre Axen in Erwägung zu ziehen.

Um diese Rotation mit einer gegebenen Beschleunigung oder Verzögerung zu erhalten, muss der am Umfange des Rades wirkende Schienenwiderstand  $F$  drei Bedingungen erfüllen. Erstens, muss er alle zwischen der Radaxe und dem Radumfange vorkommenden Reibungswiderstände, also die Zapfenreibung und, wenn es sich um ein Triebrad handelt, die Reibung an den Bleuelköpfen, an der Kulissee, zwischen Kolben und Zylinder u. s. w., ferner die Rei-

bung an den etwa vorhandenen Bremsklötzen u. s. w. überwinden und dazu den Dampfdruck im Zylinder, wenn er der Bewegung entgegengesetzt wirkte, besiegen. (Wenn der Dampfdruck die Bewegung förderte, käme er dem Schienenwiderstande zu Hülfe.) Die hierzu am Radumfang erforderliche Kraft sei  $R$ . (Bei einer mit direktem Dampfe arbeitenden Lokomotive kann  $R$  negativ werden.) Zweitens, muss er den Widerstand gegen das Rollen (die Rollreibung), dessen wahre Natur wir weiter unten näher feststellen werden, umfassen: dieser Widerstand sei  $S$ . Drittens, muss er die Radmasse in verlangter Weise beschleunigen, resp. verzögern: die hierzu am Radumfang erforderliche Kraft sei  $T$ . Hiernach erscheint der Schienenwiderstand für ein Triebrad und für ein Lauf-  
rad in den Formeln

$$F = R + S + T$$

$$f = r + s + t$$

als die Summe dreier Grössen, welche von den früheren Grössen  $P, P', W', p, p', w'$  ganz unabhängig sind und für die Praxis eine besondere Bedeutung haben.

Die Grössen  $T$  und  $t$  sind durch die stattfindende Beschleunigung oder Verzögerung der Rotation der Räder bedingt. Sie sind null, wenn sich die Räder in gleichförmiger Rotation befinden, also auch, wenn sie sich in Folge der Festbremsung gar nicht drehen und wenn sie bei gleichförmiger Fortschrittsbewegung des Fahrzeuges vollkommen rollen. Bei vollkommenem Rollen ist die Rotation der Räder eine bestimmte Funktion der Fortschrittsbewegung des Fahrzeuges, also  $T$  eine Funktion von  $P$  und  $t$  eine Funktion von  $p$ .

Die Kräfte  $R + S$  und  $r + s$ , welche zur Überwindung der inneren Reibungswiderstände und des Rollwiderstandes dienen, repräsentiren den Zugwiderstand, welchen das betreffende Fahrzeug der gleichförmigen Fortbewegung auf horizontaler Bahn entgegengesetzt oder die Zugkraft, welche zu einer solchen Fortbewegung erforderlich ist. Setzt man also diese Zugkraft  $R + S = K$  und  $r + s = k$ ; so ist der Schienenwiderstand  $F = K + T$  und  $f = k + t$ .

Die Substitution von  $K + T$  für  $F$  und von  $k + t$  für  $f$  in die obigen Formeln liefert die beiden Doppelgleichungen

$$F = K + T = P + p' - W'$$

$$f = k + t = p - p' - w'$$

oder

$$K - p' = P - T - W'$$

$$k + p' = p - t - w'$$

und aus beiden

$$(F + f) = (K + k) + (T + t) = (P + p) - (W' + w')$$

Die zwischen Lokomotive und Wagenzug herrschende Zugspannung  $p'$  ist

$$\begin{aligned} p' &= K - P + T + W' = F - P + W' \\ &= -k + p - t - w' = -f + p - w' \end{aligned}$$

Für eine gleichförmige Bewegung werden die vier Grössen  $P, T, p, t$  null und man hat

$$F = K = p' - W'$$

$$f = k = -p' - w'$$

$$F + f = K + k = -(W' + w')$$

$$\begin{aligned} p' &= K + W' = F + W' \\ &= -k - w' = -f - w' \end{aligned}$$

Für eine gleichförmige Bewegung auf horizontaler Bahn, wo auch  $W'$  und  $w'$  null werden, ist

$$F = K = p' \quad f = k = -p'$$

$$F = -f \quad K = -k$$

Man sieht, dass bei einer gleichförmigen Bewegung auf horizontaler Bahn der Schienenwiderstand gegen die Lokomotive dem Schienenwiderstande gegen den Wagenzug gleich und entgegengesetzt ist, ferner dass er der Zugkraft zur Bewegung der Lokomotive oder des Wagenzuges und auch der zwischen beiden herrschenden Zugspannung gleich ist.

5. Um jetzt den Schienenwiderstand unter dem dritten oben hervorgehobenen Gesichtspunkte, nämlich als eine Kontaktwirkung oder Adhäsion zwischen Schiene und Rad zu untersuchen, vergegenwärtigen wir uns, dass die Fortschrittsbewegung eines Fahrzeuges von der Rotationsbewegung seiner Räder in ihren geometrischen Beziehungen ganz unabhängig ist, und dass zwischen der ersten und zweiten dieser beiden Bewegungen jedes beliebige Verhältniss stattfinden kann. Die Gesamtbewegung setzt sich im Allgemeinen aus Rollen und Gleiten zusammen und es kommen drei Zustände in Betracht, welche wir folgendermaassen cha-

arakterisiren und benennen: erstens, das vollkommene Rollen, wobei sich gleiche Radbögen auf gleichen Schienenlängen abwickeln; zweitens, das Bremsrollen, wobei sich kleinere Radbögen auf grösseren Schienenlängen abwickeln, ein Zustand, welcher der Bewegung eines mehr oder weniger fest gebrems'ten Rades entspricht; drittens, das Treibrollen, wobei sich grössere Radbögen auf kleineren Schienenlängen abwickeln, ein Zustand, in welchen sich ein mehr oder weniger stark gleitendes (trommelndes) Triebbad einer Lokomotive befindet. Das Schleifen eines ganz fest gebrems'ten Rades, sowie auch das Gleiten eines unter Gegendampf in entgegengesetzter Richtung rotirenden Triebbrades gehört dem zweiten Falle, nämlich dem Bremsrollen an.

6. Vollkommenes und unvollkommenes Rollen. — Alle Zustände des vollkommenen und unvollkommenen Rollens können unter dem gemeinschaftlichen Gesichtspunkte der relativen Bewegung des Radumfanges gegen die Schiene aufgefasst werden. Ist diese relative Bewegung parallel zur Schiene null; so findet vollkommenes Rollen statt. Ist dieselbe positiv, wie bei einem gebrems'ten Wagenrade, schiebt sich also relativ die Schiene gegen das ruhend gedachte Rad zurück; so findet direktes Bremsrollen statt und die Schiene widersteht in der negativen Richtung von vorn nach hinten. Ist die relative Bewegung des Rades gegen die Schiene negativ, d. h. dreht sich das Rad gleitend auf der Schiene wie ein trommelndes Triebbad, sodass sich die Punkte des Radumfanges gegen die Schiene nach hinten bewegen; so findet direktes Treibrollen statt, und die Schiene widersteht in der positiven Richtung von hinten nach vorn. Beim indirekten Bremsrollen verschiebt sich die Schiene gegen das ruhend gedachte Rad nach vorn, widersteht also in der positiven Richtung von hinten nach vorn wie beim direkten Treibrollen. Beim indirekten Treibrollen dreht sich das Rad gleitend auf der Schiene in verkehrter Richtung, wie beim direkten Bremsrollen, sodass die Schiene in der negativen Richtung von vorn nach hinten wie beim direkten Bremsrollen widersteht.

Das vollkommene Rollen ist annullirte Bewegung zwischen Radumfang und Schiene, aber positive Bewegung der Radaxe gegen die Schiene nach vorn, also ein Rollen nach vorn ohne Gleitung. Jedes unvollkommene Rollen, also jeder in Frage kommende Bewegungszustand setzt sich aus einer Bewegung der Radaxe gegen



die Schiene und aus einer Bewegung des Radumfanges gegen die Schiene zusammen. Jede dieser beiden relativen Bewegungen kann einen beliebigen Werth haben und sie kann positiv oder negativ sein. Demzufolge setzt sich jedes Rollen aus einem positiven oder negativen Rollen, d. h. aus einem Rollen nach vorn oder nach hinten und aus einem positiven oder negativen Gleiten, d. h. aus einem Gleiten nach vorn oder nach hinten zusammen.

Bezeichnet man die Fortschrittsgeschwindigkeit des Fahrzeuges mit  $v$ , sodass  $v$  positiv, resp. negativ ist, jenachdem diese Geschwindigkeit nach vorn oder nach hinten gerichtet ist, und die Umfangsgeschwindigkeit des Rades mit  $u$ , sodass  $u$  positiv oder negativ ist, jenachdem die Drehung um die Axe von vorn nach hinten (wie beim vollkommenen Rollen) oder von hinten nach vorn gerichtet ist; so ist die relative Bewegung des Radumfanges gegen die Schiene gleich  $v - u$ .

Solange  $u = v$ , also  $v - u = 0$  ist oder vollkommenes Rollen ohne Gleiten stattfindet, ist die Schiene fähig, dem Ausgleiten des Rades sowohl in positiver, wie in negativer Richtung mit jeder beliebigen Kraft zu widerstehen, deren absoluter Betrag zwischen null und der dem Gleiten entsprechenden Reibung liegt. Mit welchem dieser möglichen Werthe sie wirklich widersteht, hängt nicht von dem Kontakte zwischen dem Radumfange und der Schiene, sondern von den Kräften ab, welche in dem Fahrzeuge gegeben sind. Für jenen Kontakt gilt übrigens das Prinzip des kleinsten Widerstandes, demzufolge der Schienenwiderstand stets so klein als möglich, d. h. so klein ist, als die Realisirung der Bedingungen des durch das Fahrzeug repräsentirten mechanischen Systems es verlangen.

7. Gleit-, Schleif-, Dreh- und Rollreibung. — Das höchste Maass des horizontalen Widerstandes, welches die Schienen gegen das Ausgleiten des Rades zu leisten vermögen, ist die Reibung  $b$ . Es ist sehr wohl möglich, dass dieses Maximum des Widerstandes bei vollkommenem Rollen oder für  $u = v$  geleistet werde: es kann aber auch in diesem Zustande jeder kleinere Widerstand vorkommen. Sobald jedoch  $u$  nicht mehr gleich  $v$  ist, hat der Schienenwiderstand gegen das Gleiten nicht mehr einen variablen, sondern nur einen einzigen Werth, nämlich den eben bezeichneten Maximalwerth  $b$ , welcher die Reibung darstellt. Ist  $v > u$ , also  $v - u$  positiv (wie bei einem gebremsten Rade, für welches  $u$  positiv, aber  $< v$

ist, oder auch bei einem unter Gegendampf stehenden Triebrade, für welches  $u$  negativ, also  $v - u$  sicher positiv ist); so dreht sich das Rad schleifend auf der Schiene von hinten nach vorn, ruft also einen negativen Schienenwiderstand  $-b$  von vorn nach hinten hervor. Ist  $v < u$ , also  $v - u$  negativ (wie bei einem trommelnden Triebrade); so schleift gewissermaassen die Schiene von hinten nach vorn unter dem Rade, erzeugt also einen positiven von hinten nach vorn gerichteten Widerstand  $+b$ . Das Zeichen des Widerstandes der Schiene gegen das Rad ist hiernach immer das entgegengesetzte Zeichen von  $v - u$  oder es ist das Zeichen von  $u - v$ .

Streng genommen, muss man zwischen dem Widerstande der Schiene gegen ein Rad, welches sich um eine feste (ruhende) Axe dreht und dabei auf der Schiene gleitet, und dem Widerstande der Schiene gegen ein Rad, welches ohne Rotationsbewegung fortschreitet und dabei auf der Schiene schleift, unterscheiden. Der letztere Widerstand ist etwas grösser als der erstere, indem das ohne Rotation fortschreitende Rad genöthigt ist, ausser dem auf der Rauhgkeit der Flächen beruhenden eigentlichen Reibung einen durch Einsenkung in die Schiene sich bildenden Wulst vor sich her zu schieben, was das um eine feste Axe rotirende Rad nicht nöthig hat. Da dieser Wulst mit der Einsenkung des Rades wächst; so wird die Differenz um so grösser sein, je kleiner der Radius des Rades ist. Zur Bestimmung dieser Differenz stellen wir folgende Betrachtung an.

Die Rollreibung oder der Widerstand gegen das Rollen des mit einem bestimmten Radius gegebenen Rades sei  $a$ , die Schleifreibung oder der Widerstand gegen das Schleifen desselben Rades bei reiner Fortschrittsbewegung ohne alle Rotation, wie sie bei einem festgebrems'ten Rade vorkömmt, sei  $b$ , die Drehreibung oder der Widerstand gegen das Drehen dieses Rades bei reiner Rotation ohne alle Fortschrittsbewegung, wie sie bei dem gleitenden Triebrade einer stillstehenden Lokomotive vorkömmt, sei  $c$ . Ist nun  $v = BC = BD$  (Fig. 7 und 8) die Fortschrittsgeschwindigkeit und  $u = DB'$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades; so kann man sich den Übergang aus dem Zustande  $A$  in den Zustand  $A'$  auf drei verschiedene Weisen vorstellen. Einmal nach Fig 7, indem man sich denkt, das Rad rolle, bis der Radius  $AC$  in die Lage  $A'E$  kömmt und drehe sich alsdann gleitend um den Bogen  $EB' = v - u$  in verkehrter Richtung. Um diese Bewegung zu vollführen, muss wegen der Rollreibung die Arbeit  $av$  und wegen

der Drehreibung die Arbeit  $c(v - u)$ , im Ganzen die Arbeit  $av + c(v - u)$  verrichtet werden. Man kann sich aber auch nach Fig. 8 denken, das Rad schleife ohne Rotation, bis der Radius  $AB$  in die Lage  $A'D$  gelangt und drehe sich alsdann gleitend um den Bogen  $DB' = u$  in direkter Richtung. Zu dieser Bewegung ist wegen der Schleifreibung die Arbeit  $bv$  und wegen der Drehreibung die entgegengesetzte Arbeit  $-cu$ , im Ganzen die Arbeit  $bv - cu$ , zu verrichten. Endlich kann man sich nach Fig. 9 vorstellen, das

Fig. 7.

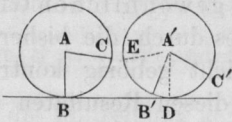


Fig. 8.

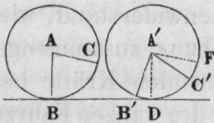
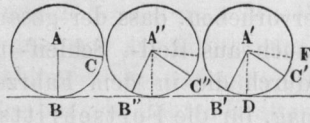


Fig. 9.



Da es gleichgültig ist, wie man sich den Vorgang vorstellt und diese Vorstellung keinen Einfluss auf die Werthe von  $a, b, c$  haben kann; so müssen die eben genannten drei Arbeitsgrößen gleich sein, man muss also  $av + c(v - u) = bv - cu = au + b(v - u)$  haben. Hieraus ergibt sich  $b = a + c$ , d. h. die Schleifreibung und die Drehreibung unterscheiden sich voneinander um den Betrag der Rollreibung und zwar ist die Schleifreibung die Summe der Drehreibung und der Rollreibung.

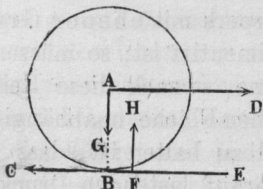
Will man die Schleif- und die Drehreibung  $b$  und  $c$  mit demjenigen Widerstande vergleichen, welchen man Gleitreibung nennt und welcher durch das Gleiten eines Körpers mit ebener Grundfläche auf einem ebenen Körper experimentirt ist; so müssen wir bemerken, dass die gewöhnliche Annahme, wonach diese Reibung von der Größe der in Kontakt befindlichen Fläche unabhängig sei, nur unter der Bedingung für zutreffend zu halten ist, dass diese Kontaktfläche im Vergleich zu dem darauf lastenden Druck und unter Berücksichtigung der Kohäsion des Materials ziemlich gross

sei und keine scharfen Kanten habe. Im Allgemeinen ist diese Reibung von der Grösse der Kontaktfläche abhängig und variirt für kleine Flächen mit der Berührungsfläche und mit der Schärfe der voranschreitenden Kante. Unter der Voraussetzung einer hinreichend grossen Kontaktfläche und abgerundeter Kanten entspricht die gewöhnliche Gleitreibung nahezu der vorstehenden Drehreibung  $c$ , nicht der Schleifreibung  $b$ , indem bei der ersteren, selbst wenn sich das Rad tief in die Schiene eindrückt, die eben genannten Bedingungen erfüllt sind, bei der letzteren aber nicht. Hiernach kann man die Schleifreibung  $b$  auch nahezu als die Summe der Rollreibung  $a$  und der gewöhnlichen Gleitreibung  $c$  ansehen, ein Resultat, welches durch die bisherigen unvollständigen Beobachtungsergebnisse nicht gehörig kontrollirt und verifizirt werden kann, welches sich diesen Resultaten aber doch in so weit anschliesst, als sich nach den Beobachtungen die Gleitreibung grösser als die Schleif- oder Zapfenreibung erweist.

8. Gesetz der Rollreibung. — Ehe wir weitergehen, müssen wir hervorheben, dass der gesammte Schienenwiderstand, wie derselbe auch aus Roll-, Schleif- und Drehreibung zusammengesetzt oder durch die in dem Fahrzeuge herrschenden Kräfte bedingt sein mag, für die Fortschrittsbewegung des ganzen Fahrzeuges stets die nämliche Rolle einer im Schwerpunkte parallel zur Schiene angebrachten Kraft spielt: für die Umdrehungsbewegung macht sich jedoch ein eigenthümlicher Umstand geltend, welcher die Wirkung dieser Kraft in zwei besondere Theile zerlegt.

Denkt man sich ein einfaches Rad (ohne Wagen) auf einer geneigten Schiene mit gleichförmiger Geschwindigkeit herabrollend oder auf horizontaler Bahn  $BE$  (Fig. 10) durch eine durch seinen Schwerpunkt  $A$  wirkende Zugkraft  $AD$  in gleichförmiger Bewegung erhalten; so erscheint es auf den ersten Blick auffallend, dass das

Fig. 10.



aus dem Schienenwiderstande  $BC = S$  und der Zugkraft  $AD = BC = S$  sich bildende Kräftepaar keine Beschleunigung, also keine lebendige Kraft erzeugt, während doch der Angriffspunkt  $B$  der Kraft  $BC$  bei der Rotation des Rades einen Weg durchläuft, folglich jenes Kräftepaar wirklich Arbeit verrichtet.



Diese Erscheinung erklärt sich dadurch, dass bei der Rollbewegung der Angriffspunkt der Resultante der Widerstände der einzelnen Punkte der Kontaktfläche aus der Vertikalen  $AB$  hinaus um eine gewisse Entfernung  $BF = d$  nach vorn rückt, sodass jetzt auch die beiden, dem Gewichte  $W$  des Rades gleichen vertikalen Kräfte  $AG$  und  $FH$  ein Kräftepaar bilden, welches das Rad in entgegengesetzter Richtung zu drehen strebt. Das Moment des letzteren Kräftepaares muss dem des ersteren gleich sein: setzt man also den Radius  $AB$  des Rades  $= e$ ; so hat man  $eS = dW$  und hieraus folgt für den Widerstand  $S$  gegen das Rollen, wenn man die Grösse  $BF = d$  kennt,  $S = \frac{d}{e} W$  und für die Grösse  $d$ , wenn man die Kraft  $S$ ,

d. h. die Rollreibung kennt,  $d = \frac{eS}{W}$ . Man weiss aus Versuchen, dass die Rollreibung  $S$  nahezu im umgekehrten Verhältnisse des Radius  $e$  variirt und eine Funktion von der Form  $\frac{\alpha W}{e}$  ist. Hieraus ergibt sich, dass die Verrückung  $BF = d = \alpha$  des Widerstandes gegen die Vertikale  $AB$  eine von der Grösse und dem Gewichte des Rades ziemlich unabhängige Konstante ist und dass das Moment des durch die Rollreibung bedingten Kräftepaares  $eS = \alpha W$  oder das Moment des Kräftepaares der Schwere einen dem Gewichte  $W$  proportionalen Werth hat.

Wäre die Rollreibung  $S$  nicht von  $e$  abhängig, sondern einfach proportional dem Drucke  $W$ , folglich  $= \alpha W$ ; so ergäbe sich die Beziehung  $\alpha e = d$  oder  $\frac{d}{e} = \alpha$ , sodass  $d$  proportional mit  $e$  wachsen müsste. Wenngleich in der Wirklichkeit diese Proportionalität zwischen  $S$  und  $W$  oder die Unabhängigkeit zwischen  $S$  und  $e$  und demnach auch die Proportionalität zwischen  $d$  und  $e$  nicht stattfindet; so findet doch auch in aller Strenge das umgekehrte Verhältniss zwischen  $S$  und  $e$  nicht statt. Die Kraft  $S$  nähert sich vielmehr der umgekehrten Proportionalität mit der Quadratwurzel von  $e$ , also der Formel  $S = \frac{dW}{\sqrt{e}}$ , welche die Bedingung  $d = \alpha \sqrt{e}$  nach sich zieht. Wir bemerken noch, dass ein Rad und eine Schiene von solcher Härte und Glätte, dass kein Eindruck oder kein Kontakt ausserhalb der Vertikale  $AB$  möglich ist, keine Rollbewegung gestatten, indem alsdann  $d = 0$  bleibt.



Hat das Rad eine belastete Axe, welche Zapfenreibung erzeugt; so ist zum blossen Rollen der nämliche horizontale Widerstand  $S$  erforderlich, welcher seinen Angriffspunkt nach  $F$  verlegt. Dieser Rollwiderstand hält dem Kräftepaare der Schwere das Gleichgewicht. Ausserdem ist ein horizontaler Schienenwiderstand  $R$  erforderlich, welcher der Zapfenreibung an der Radaxe das Gleichgewicht hält. Der horizontale Gesamtwiderstand  $BC$  der Schiene, sowie auch die Zugkraft  $AD$  bildet für ein gleichförmig sich bewegendes rollendes Rad die Summe  $R + S$ .

Ist die Zugkraft  $AD$  nicht im Schwerpunkte  $A$  der rollenden Masse angebracht; so bezeichnet in dem Momente  $eS$  der Faktor  $e$  die Höhe des Angriffspunktes der Zugkraft über der Schiene. Ist dann  $e'$  der Radius des Rades und setzt man den Rollwiderstand  $S$  nach der gewöhnlichen Annahme umgekehrt dem Radius  $e'$  proportional, also  $S = \frac{\alpha W}{e'}$ ; so erhält man die Beziehung

$$eS = \frac{\alpha e}{e'} W = d W$$

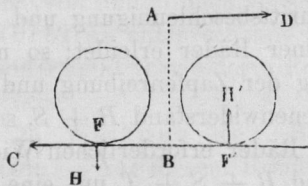
woraus  $d = \alpha \frac{e}{e'}$ , also das Resultat folgt, dass die Verrückung des Angriffspunktes des Schienenwiderstandes direkt dem Abstände der Zugkraft über den Schienen und indirekt dem Halbmesser des Rades proportional ist. Nun liegt es auf der Hand, dass die Verrückung dieses Angriffspunktes eine natürliche Grenze hat, welche durch die Ausdehnung der Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene, also durch die Pressbarkeit des Materials bedingt ist. Wird also die Zugkraft zu hoch angebracht; so ist kein vollkommenes Rollen mehr möglich; es tritt vielmehr ein mit Schleifen verbundenes Rollen ein. Selbstverständlich wird im letzteren Falle an eine horizontale Kraft  $S$  gedacht, deren Angriffspunkt sich in der Höhe  $e$  mit derselben Fortschrittsgeschwindigkeit wie das Rad selbst bewegt. Wirkte dieselbe an dem Umfange einer Rolle, deren Umfang sich  $\frac{e}{e'}$  mal so rasch bewegte als

der Schwerpunkt des Rades, sodass die Kraft  $\frac{e'}{e} S = \frac{\alpha W}{e}$  zur Rollbewegung ausreichte; so würde man  $d = \alpha$  wie vorhin erhalten und es würde immer vollkommenes Rollen möglich sein. Allgemein ersieht man aber aus den letzteren von  $e$  und  $e'$  abhängigen

Formeln, dass weder der Abstand  $d$  des Angriffspunktes  $F$  des Schienenwiderstandes von der Vertikalen, noch die Rollreibung  $S$  durch den Halbmesser  $e'$  und das Gewicht  $W$  des Rades allein bedingt sind, sondern dass diese Grössen für ein und dasselbe Rad mit der Höhe  $e$  der Zugkraft variiren. Demzufolge ist es nicht möglich, die Rollreibung lediglich aus der Tiefe der Einsenkung und der Grösse der Kontaktfläche zu bestimmen, welche sich zwischen der Schiene und einem Rade von gegebenem Halbmesser und Gewichte bildet, indem der Angriffspunkt  $F$  in dieser Kontaktfläche eine beliebige Stelle einnehmen kann.

9. Belastung der Vorderräder durch den Schienenwiderstand. — Bei einem vier- oder mehrrädri gen Fahrzeuge kömmt ausser der Umdrehung der Räder, welche Partialsysteme sind, auch die Umdrehung des Gesamtsystems in Betracht. Eine wirkliche Umdrehung des ganzen Fahrzeuges kömmt bei dem Laufe auf einer geradlinigen Bahn niemals zu Stande, gleichviel ob sich das Fahrzeug gleichförmig oder ungleichförmig bewegt. Das aus dem gesammten horizontalen Schienenwiderstande  $BC$  und der gesammten Zugkraft  $AD$ , Fig. 11, entstehende Kräftepaar wird also jederzeit vernichtet. Diess kann nur durch ein vertikales Kräftepaar (oder bei einem sechsrädri gen Wagen durch ein Moment mehrerer vertikalen Kräfte)  $FH, F'H'$  geschehen, dessen Kräfte durch die Berührungspunkte  $F$  und  $F'$  der Räder gehen. Ein solches Kräftepaar hat eine Belastung der Vorderräder und eine Entlastung der Hinterräder zur Folge. Da sich jetzt der Druck

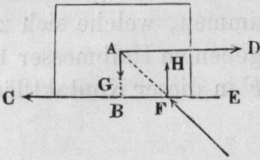
Fig. 11.



der in der Höhe  $BA = e$  wirkenden Zugkraft durch das Gestell des Wagens auf die Axen der Räder fortpflanzt und von hier aus die Räder in Rollbewegung setzt; so kömmt bei der Bestimmung des Widerstandes gegen das Rollen immer nur der Radhalbmesser  $e'$  als Abstand der obigen Kraft  $S$  in Betracht, sodass man  $e = e'$ , also  $d = \alpha$  und  $S = \frac{\alpha W}{e'}$  hat. Der Unterschied zwischen der Höhe  $AB = e$  und diesem Radhalbmesser bedingt nur das eben beschriebene Kräftepaar, welches die Belastung der Vorder- und Hinterräder ändert.

Die Tendenz zur Drehung spielt auch bei gewöhnlicher Gleitung eines Körpers  $A$  (Fig. 12), in Folge der Zugkraft  $AD = Q$ , ja schon bei der Anbringung irgend einer horizontalen Kraft  $AD = Q$ , welche kleiner ist als die Gleitreibung, eine beachtenswerthe

Fig. 12.



Rolle, indem sie eine Veränderung der Druckvertheilung über die Kontaktfläche dergestalt hervorruft, dass die Resultante dieses Druckes, welche in ihrem Betrage dem Gewichte  $W$  des Körpers gleich bleibt, von  $B$  nach  $F$

um den Betrag  $d = \frac{eQ}{W}$  vorrückt. Bei

einfachem Gleiten, wo  $Q$  die Gleitreibung  $\alpha W$  und  $\alpha$  den Reibungskoeffizienten darstellt, ist  $d = e\alpha$ , sodass also die Linie  $AF$ , welche vom Durchschnittspunkte  $A$  der Zuglinie  $AD$  mit der Schwerpunkts-Vertikalen  $AB$  nach dem Angriffspunkte  $F$  der Resultante des Widerstandes der Kontaktfläche gezogen wird, mit der Vertikalen  $FH$  den Reibungswinkel  $AFH$  einschliesst. Läge die Zugkraft  $AD$  so hoch, dass der Punkt  $F$  über die Basis der Berührungsfläche hinausfiele; so würde der Körper nicht bloss gleiten, sondern zugleich umstürzen.

10. Zugkraft für eine beliebige Bewegung. Wenn ein mit Zapfenreibung laufendes Fahrzeug sich nicht gleichförmig bewegt, sondern eine beliebige Fortschrittsbeschleunigung und eine beliebige Umfangsbeschleunigung seiner Räder erleidet; so muss die Zugkraft  $P'$  den zur Überwindung der Zapfenreibung und des Rollwiderstandes erforderlichen Schienenwiderstand  $R + S$ , sowie den zur Rotationsbeschleunigung der Räder erforderlichen Widerstand  $T$ , also den Gesamtwiderstand  $R + S + T$  um eine der Fortschrittsbeschleunigung entsprechende Kraft  $P$  übertreffen, d. h. es muss  $P' = P + R + S + T$  sein.

11. Kontaktwirkung. — Kehren wir jetzt zu der Bestimmung des Schienenwiderstandes aus der Kontaktwirkung zwischen Schiene und Rad zurück. Wir haben schon angeführt, dass, solange das Rad vollkommen rollt, also  $u = v$  ist, der Schienenwiderstand jeden beliebigen, unterhalb einer gewissen Maximalgrenze liegenden Werth annehmen kann und dass dieser Werth nicht durch die im Kontakte sich zeigenden physikalischen Eigenschaften der Schiene und des Rades, sondern durch das im Fahrzeuge gegebene

mechanische System unter der Herrschaft des Prinzips des kleinsten Widerstandes bestimmt ist. Sobald jedoch kein vollkommenes Rollen stattfindet, also  $v - u$  einen von null verschiedenen Werth hat, bestimmt sich der Schienenwiderstand unmittelbar aus den physikalischen Eigenschaften der im Kontakte befindlichen Körper. Es gesellt sich nämlich jetzt zu dem Rollwiderstande  $a$  noch die Drehreibung  $c$  entweder im positiven Sinne, wenn  $u < v$  ist oder im negativen Sinne, wenn  $u > v$  ist. Der erste Fall  $u < v$ , welcher dem Bremsrollen entspricht, erzeugt den negativen (von vorn nach hinten wirkenden) Maximalwiderstand  $-(a + c)$ , dessen absoluter Betrag  $a + c$  der Gleitreibung  $b$  gleich ist. Der zweite Fall  $u > v$ , welcher dem Treibrollen entspricht, erzeugt den positiven (von hinten nach vorn wirkenden) Maximalwiderstand  $-(a - c) = c - a = b - 2a$ , welcher um den doppelten Betrag des Rollwiderstandes kleiner ist, als der Widerstand beim Bremsrollen.

Hiernach nimmt der vorhin mit  $F$  oder  $f$  bezeichnete Schienenwiderstand in den obigen Formeln für den Fall des unvollkommenen Rollens den Werth des Reibungswiderstandes an und man hat darunter, wenn es sich um eine negative, von vorn nach hinten gerichtete, dem Falle  $u < v$  oder dem Bremsrollen entsprechende Kraft handelt, den negativen Werth des Reibungswiderstandes  $b$  gegen das Gleiten, und wenn es sich um eine positive, von hinten nach vorn wirkende, dem Falle  $u > v$  oder dem Treibrollen entsprechende Kraft handelt, die um den doppelten Rollwiderstand verminderte Reibung  $b - 2a$  zu verstehen.

12. Wirkung der Bremse bei unvollkommenem Rollen. — Aus diesem Resultate ist die Wirkung der Bremse zu beurtheilen. Nehmen wir an, sämmtliche Räder eines auf horizontaler Bahn isolirt laufenden Wagens, für welchen also  $w' = 0$  und  $p' = 0$  ist, werden durch Anpressen einer Bremse mehr oder weniger stark und zwar dergestalt gebremst, dass sie unvollkommen rollen. Für diesen Wagen hat man nach Obigem  $p = f = -b$ , d. h. die beschleunigende Kraft  $p$ , welche hier wegen des negativen Zeichens von  $f$  als eine verzögernde Kraft erscheint, ist genau gleich der Gleitreibung. Es kommt durchaus Nichts darauf an, ob die Bremse schwächer oder stärker angezogen ist, ob die Räder absolut fest gestellt sind oder nicht, ob sich an den Radaxen

schwache oder starke Zapfenreibungen darbieten, ob diese inneren Reibungswiderstände noch durch andere Widerstände, z. B. durch die Reibung an den Bremsklötzen, durch die Reibung an Bleuel, Kulissee und Kolben einer Dampfmaschine vermehrt werden, ob die Räder des Fahrzeuges durch Gegendampf in entgegengesetzte Rotation versetzt werden: immer behält die verzögernde Kraft  $p$  den negativen Werth der Gleitreibung  $b$ .

Wie erklären sich gegenüber diesem Satze die praktischen Beobachtungen der Ingenieure, dass durch nicht absolut feste Anziehung der Bremse eine energischere Bremswirkung erzielt werde, als durch absolute Feststellung der Räder? Beruht diese Beobachtung etwa auf Täuschung oder liegt dem letzteren Satze ein Irrthum zu Grunde? Wir sagen, Beide sind vollkommen berechtigt, sowohl die Beobachtung, wie der vorstehende Satz: die Übereinstimmung der Theorie mit der Praxis ergibt sich aus Folgendem.

Der letztere Satz ist unter der ausdrücklichen Bedingung ausgesprochen, dass durch das Bremsen ein unvollkommenes Rollen erzielt werde. Wie bedeutend die Unvollkommenheit dieses Rollens sei, ist gleichgültig; es kömmt also nicht darauf an, ob die mit partieller Gleitung rollenden Räder relativ viel oder wenig gleiten; es kömmt aber darauf an, dass sie überhaupt gleiten oder dass wirklich ein unvollkommenes Rollen stattfindet. Solange die letztere Bedingung erfüllt ist, gilt unser theoretischer Satz und das lose Bremsen kann in diesem Falle auch in der Praxis keinen anderen Effekt haben als das feste Bremsen, d. h. das lose Bremsen wird alsdann durchaus nicht schwächer wirken als das feste, aber auch nicht stärker.

13. Wirkung der Bremse bei vollkommenem Rollen. — Nun ist es übrigens keineswegs ausgemacht, dass durch Bremsen jederzeit unvollkommenes Rollen herbeigeführt werde. Es kann sich sehr wohl ereignen, dass die gebremsten Räder fortfahren vollkommen zu rollen. Wenn sich Diess oder so lange sich Diess ereignet, ist die Grundbedingung, welche dem Schienenwiderstande den Werth der Gleitreibung  $b$  ertheilt, nicht erfüllt; der



obige Satz hat also keine Gültigkeit und muss durch einen ganz anderen ersetzt werden.

Wir haben bereits angeführt, dass bei vollkommenem Rollen der Schienenwiderstand jeden beliebigen Werth haben kann, welcher zwischen null und dem Maximalreibungswiderstande liegt. Bei vollkommenem Rollen kann also das Bremsen bald mehr, bald weniger wirksam sein und es handelt sich darum, das Maass dieser Wirksamkeit nach den sonstigen Umständen näher zu ermitteln. Vergewenwärtigen wir uns den Fall, dass ein Fahrzeug in ungebrems'tem Zustande auf horizontaler Bahn laufe. Ein solches Fahrzeug, für welches  $p' = 0$ ,  $w' = 0$  ist, für welches also die Gleichungen  $f = k + t = p$  gelten, wird verzögert und die verzögernde Kraft  $p$  ergibt sich aus diesen Gleichungen, wenn man damit diejenige Beziehung verbindet, welche die Abhängigkeit der Fortschrittsbewegung von der Rotation der Räder oder die Abhängigkeit zwischen  $p$  und  $t$  bei vollkommenem Rollen ausdrückt. Der hieraus sich ergebende Werth von  $p$  bezeichnet den Widerstand  $f$ , welchen die Schiene dieser Bewegung entgegensetzt. Sobald jetzt die Bremse mit einem leichten Drucke angelegt wird, welcher den Effekt hat, den inneren Widerstand  $k$  etwas zu verstärken, erhöht sich auch der Schienenwiderstand  $f$ . Diese Steigerung des Schienenwiderstandes in Folge zunehmenden Bremsdruckes geht unter Fortbestand des vollkommenen Rollens allmählich vor sich, bis derselbe in dem Reibungswiderstande seinen Maximalwerth erreicht. In dem Augenblicke, wo der Bremsdruck denjenigen Betrag überschreitet, welcher den Reibungswiderstand als Schienenwiderstand fordert, hört das vollkommene Rollen auf und es tritt partielles Gleiten ein, indem fortan, auch wenn der Bremsdruck noch weiter gesteigert wird, der Schienenwiderstand den letzteren Werth konstant beibehält.

Hiernach sind wir wohl dahin gekommen, zu sagen, dass bei vollkommenem Rollen der Räder durch das Bremsen ein variabler, aber doch niemals ein höherer Schienenwiderstand hervorgerufen werden kann, als der Reibung entspricht. Allein hieraus folgt keineswegs, dass der Widerstand bei vollkommenem Rollen stets kleiner sei, als bei unvollkommenem Rollen, insbesondere bei vollständigem Gleiten: denn das Wort Reibung hat ein Janusgesicht; es giebt eine Reibung der Bewegung und eine Reibung der Ruhe, von welchen die letztere grösser ist, als die erstere. Bei der Gleitreibung wird dieser Unterschied in der

praktischen Mechanik sehr wohl beachtet. Man weiss, dass eine grössere Kraft dazu erforderlich ist, einen Körper, welcher mit einem anderen in Kontakt ist, aus der Ruhe in gleitende Bewegung zu versetzen, als ihn in dieser Bewegung zu erhalten. Wendet man also auf einen solchen Körper eine Zugkraft an, welche allmählich wächst; so wird sie endlich bis auf den Betrag der Reibung der Ruhe steigen, ohne den Körper zu bewegen. Eine fernere Steigerung der Zugkraft wird gleitende Bewegung erzeugen: es wird jedoch sofort die erforderliche Zugkraft auf den Betrag der Reibung der Bewegung herabsinken. Ebenso ist die Dreh- oder Zapfenreibung und die Roll- oder Walzenreibung der Ruhe grösser als die der Bewegung und demzufolge ist ein stärkerer Druck des Motors erforderlich, um einen ruhenden Bahnzug oder eine ruhende Maschine in Gang zu setzen, als im Gange zu erhalten.

Die Reibung der Ruhe spielt nun im Maschinenwesen noch eine andere bis jetzt unbeachtet gelassene Rolle. Wenn zwei Körper aufeinander vollkommen rollen, d. h. gleiche Umfangslängen aufeinander abwickeln, mögen diese Körper nun zylindrische Walzen oder Kegel, Radzähne, Daumen u. s. w. sein; so ist die relative Bewegung der Kontaktflächen parallel zur Tangentialfläche null und hieraus folgt, dass der Maximalwiderstand, welchen solche Körper einander entgegensetzen können, die Reibung der Ruhe ist; dass jedoch bei der Überschreitung dieses Widerstandes partielles Gleiten und damit unfehlbar die Reibung der Bewegung eintritt.

14. Vergleichung zwischen vollständigem und gemässigtem Bremsen. — Allgemein gelten daher folgende Sätze. Bei vollkommenem Rollen kann der Widerstand den Betrag der Reibung der Ruhe erreichen, und er wird diesen Betrag jedenfalls dann erreichen, wenn er von null herauf möglichst langsam und stetig wächst. Bei unvollkommenem Rollen und partiellem Gleiten, wie bedeutend oder unbedeutend dasselbe auch sei und selbst wenn dasselbe in totales Gleiten übergeht, findet stets einkonstanter Widerstand statt, welcher der Reibung der Bewegung gleich ist. Wenn der augenblicklich obwaltende Widerstand grösser oder kleiner ist als die Reibung der Bewegung; so findet unfehlbar vollkommenes Rollen statt. Wenn dieser Widerstand

der Reibung der Bewegung gleich ist; so kann jeder beliebige Zustand von partiellem oder totalem Rollen und Gleiten stattfinden.

Aus Vorstehendem erhellt, dass ein Bremsdruck, welcher so stark ist, dass er zur Überwindung aller inneren Widerstände (einschliesslich der Reibung an den Bremsklötzen) einen die Gleitreibung übersteigenden Schienenwiderstand erfordert, insofern bei seiner Ausübung ein vollkommenes Rollen der Räder erhalten wird, wirklich diesen grösseren Widerstand, welcher im Maximum bis zur Gleitreibung der Ruhe anwachsen kann, realisirt, dass derselbe also wirksamer ist, als ein stärkerer Bremsdruck von einem das vollkommene Rollen nicht mehr ermöglichenden Betrage.

Nimmt man den Reibungskoeffizienten der Ruhe für Metallflächen von der Beschaffenheit der Schienen und der Eisenbahnräder zu 0,16 und den Reibungskoeffizienten der Bewegung zu 0,15 an; so übersteigt der erstere den letzteren um  $\frac{1}{15}$  oder etwa 7 Prozent. Hiernach wird das Bremsen bei gutem und trockenem Materiale unter Erhaltung des vollkommenen Rollens etwa 7 Prozent wirksamer ausfallen, als das absolute Festbremsen. Je nach dem Materiale und der Witterung kann diese Differenz grösser und kleiner werden. Versuche auf den braunschweigischen Bahnen bei trockenem Wetter haben den eben genannten Durchschnittssatz ergeben. Bei nassem Wetter oder fettigen Schienen wird der Unterschied zwischen der Reibung der Ruhe und der der Bewegung und demzufolge auch der Unterschied in der Wirksamkeit des Bremsens mit rollenden oder mit schleifenden Rädern geringer ausfallen: immer aber bleibt das Hauptresultat bestehen, dass die höchste Wirksamkeit der Bremse nicht das Feststellen der Räder verlangt, sondern im Gegentheil dasselbe verbietet, ja sogar ein vollkommenes Rollen bedingt. Im Übrigen muss der Bremsdruck so stark als möglich, nämlich so stark gemacht werden, dass er ein Rollen der Räder noch zulässt, also keinen grösseren Schienenwiderstand voraussetzt, als die Reibung der Ruhe ihn zu gewähren vermag.

Man sieht hieraus zugleich, dass der Gegendampf einer Lokomotive, selbst wenn er die Triebräder wirklich verkehrt umdrehte, keine stärkere Verzögerung herbeiführt, als ein gemässigtcs Brem-

sen dieser Räder herbeiführen würde, wenn dieselben überhaupt mit Bremsen versehen wären.

15. Günstigster Bremsdruck. Da die grösste Wirksamkeit der Bremse an die Bedingung geknüpft ist, dass durchaus kein Gleiten, auch nicht das geringste, erfolgt, dass die Räder vielmehr vollkommen rollen, und da mit diesem vollkommenen Rollen zugleich die grösste Schonung der Räder verbunden ist; so erscheint es für die Eisenbahnpraxis wichtig, die Bremsen so zu manipuliren, dass die Räder noch in vollkommenem Rollen bleiben. Die Erfüllung dieses Zweckes lediglich in die Hand des Bremsers zu legen, dürfte misslich sein, da derselbe unmöglich eine Empfindung davon haben kann, ob die Räder vollkommen oder unvollkommen rollen: eine mechanische Vorrichtung wird daher dem Zwecke zu Hülfe kommen müssen. Die Konstruktion einer solchen kann nach verschiedenen Prinzipien ausgeführt werden: das praktischste scheint jedoch das zu sein, welches auf die Innehaltung eines bestimmten Maximal-Bremsdruckes basirt ist. Hiernach fragt es sich, welches die Grenze des Bremsdruckes sei, bei welcher das vollkommene Rollen der Räder aufhört und das unvollkommene beginnt. Diese Frage, welche auch in der Hinsicht interessant ist, als sie zugleich den Schienenwiderstand  $F$ , welcher bei einem gegebenen Bremsdrucke stattfindet, bestimmt, beantwortet sich folgendermaassen.

Wenn  $V_0$  die Anfangsgeschwindigkeit eines isolirten Fahrzeuges auf horizontaler Bahn im Beginne der Zeit  $t$ ,  $W$  der auf ein Rad kommende Theil des Gewichtes des ganzen Wagens und  $g = 31,26$  Fuss rheinl. die Beschleunigung der Schwere in der Sekunde ist; so nimmt das Fahrzeug unter dem Einflusse eines seiner Bewegung entgegenwirkenden, also negativ zu nehmenden und auf ein Wagenrad bezogenen Schienenwiderstandes —  $F$  in der Zeit  $t$  die Geschwindigkeit

$$V = V_0 - \frac{gF}{W} t$$

an. Wenn ferner  $v_0$  die Umfangsgeschwindigkeit eines eisernen Rades vom Radius  $r$  im Anfange der Zeit,  $J$  sein Trägheitsmoment,  $w$  das Gewicht der Volumeinheit Eisen,  $R$  die auf den Radumfang reduzierte Zapfenreibung einschliesslich des etwa vorhandenen Druckes einer Bleuelstange,  $U$  der am Radumfang tangential wirkende Bremswiderstand, also  $F = R + U$  die auf den Radumfang



reduzirte gesammte bewegende Kraft und  $r$  ( $F - R - U$ ) ihr Moment oder das die Rotationsbeschleunigung bedingende Kräftepaar ist; so ist die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  des Rades in der Zeit  $t$

$$v = v_0 - \frac{gr^2}{wJ} (R + U - F) t$$

Die Bewegung des vollkommenen Rollens erfordert nun die Gleichheit  $V = v$ , also zunächst  $V_0 = v_0$  und sodann

$$\frac{F}{W} = \frac{r^2}{wJ} (R + U - F)$$

Ist der Bremswiderstand  $U$  gegeben; so findet sich aus dieser Formel der Schienenwiderstand

$$F = \frac{r^2 W}{r^2 W + wJ} (R + U)$$

unter der Voraussetzung, dass die Räder vollkommen rollen. Solange nun der Schienenwiderstand  $F$ , welcher vermöge dieser Formel durch den Bremswiderstand  $U$  bedingt ist, kleiner bleibt, als das der Reibung der Ruhe entsprechende Maximum, welches wir mit  $F_1$  bezeichnen wollen, werden die Räder vollkommen rollen. Dieses wird stattfinden, solange der Bremswiderstand  $U$  unter einem gewissen Maximalbetrage bleibt, welchen wir mit  $U_1$  bezeichnen wollen und welcher sich durch die Formel

$$U_1 = \frac{r^2 W + wJ}{r^2 W} F_1 - R$$

berechnet.

Der Vorgang ist hiernach folgender. Wenn auf ein im Rollen befindliches Fahrzeug ein Bremswiderstand angebracht wird, welcher kleiner als  $U_1$  ist; so wird das Fahrzeug im vollkommenen Rollen verbleiben, es wird also so verzögert werden, dass seine Fortschrittsgeschwindigkeit mit der Rotationsbewegung der Räder gleichzeitig erlischt. Wenn der Bremswiderstand den Betrag  $U_1$  übersteigt, ist vollkommenes Rollen unmöglich; es tritt also partielles Gleiten ein, indem der Schienenwiderstand von dem Maximum  $F_1$ , welches der Reibung der Ruhe entspricht, plötzlich auf das kleinere Maximum  $F_2$ , welches der Reibung der Bewegung entspricht, herabsinkt und für alle stärkeren Bremswiderstände fortwährend den konstanten Werth  $F_2$  beibehält. Für solche stärkeren Bremswiderstände verzögert sich also der Wagen nach der Formel



$$V = V_0 - \frac{gF_2}{W} t$$

welche von dem Bremswiderstande  $U$  ganz unabhängig ist. Die Rotation der Räder dagegen verzögert sich (da  $v_0 = V_0$  ist), nach der Formel

$$v = V_0 - \frac{gr^2}{wJ} (R + U - F_2) t$$

Diess hat zur Folge, dass die Fortschrittsgeschwindigkeit nicht gleichzeitig mit der Rotationsgeschwindigkeit erlischt, dass vielmehr die letztere früher, nämlich zur Zeit

$$t = \frac{wJV_0}{gr^2(R + U - F_2)}$$

die erstere dagegen erst zur Zeit

$$F = \frac{WV_0}{gF_2}$$

null wird, dass also die Räder zu der zuerst genannten Zeit zum Stillstande kommen und bis nach Ablauf der zuletzt genannten Zeit vollkommen schleifen.

Die Entfernung  $l$ , in welcher die Räder zum Stillstande kommen, ist

$$l = \frac{wJV_0^2}{2gr^2(R + U - F_2)}$$

und die Entfernung  $L$ , in welcher das Fahrzeug zum Stillstande kömmt,

$$L = \frac{WV_0^2}{2gF_2}$$

Wir bemerken, dass kein nochso starker Bremsdruck ein momentanes Stillstehen der Räder hervorbringen kann, dass vielmehr der Verlauf in allen Fällen dem vorstehenden entspricht, wonach für alle Bremswiderstände, welche  $\leq U_1$  sind, vollkommenes Rollen bis zum Erlöschen der Bewegung, für alle grösseren Bremswiderstände aber erst partielles Rollen mit wachsendem Gleiten und endlich von einem gewissen Zeitpunkte oder von einer gewissen Entfernung an vollständiges Gleiten stattfindet. Die Unterscheidung der Bremsen oder der Bremswirkungen in solche, welche die Räder zum Stillstehen bringen, und solche, welche ein partielles Gleiten hervorbringen, beruht daher auf einer Täuschung. Durch das Anziehen der Bremse wird entwe-

der das vollkommene Rollen dauernd aufrecht erhalten, oder es findet partielles Rollen bis auf eine gewisse Entfernung und sodann Stillstand der Räder statt: einen anderen Verlauf giebt es nicht, und mit jeder Bremse kann sowohl der erste wie der zweite Verlauf erzielt werden.

Die Aufgabe der Praktiker besteht hiernach darin, eine Einrichtung zu treffen, welche eine Steigerung des Bremswiderstandes bis zu dem Werthe  $U_1$  ermöglicht, aber keine Überschreitung desselben gestattet.

Will man den Bremswiderstand  $U$  auf den normal gegen den Radumfang gerichteten Bremsdruck  $Q$  zurückführen; so hat man, wenn  $\varphi$  den Reibungskoeffizienten der Bewegung zwischen dem Rade und dem Bremsklotze bezeichnet,  $U = \varphi Q$ . Ist  $\varphi_1$  der Reibungskoeffizient der Ruhe zwischen dem Rade und der Schiene, also  $F_1 = \varphi_1 W$ , ist endlich  $\psi$  das Verhältniss der auf den Radumfang reduzierten Zapfenreibung  $R$  (einschliesslich eines etwaigen Bleuelwiderstandes) zu dem Gewichte  $W$ , also  $R = \psi W$ ; so kann man den dem Maximal-Bremswiderstande  $U_1$  entsprechenden

den Bremsdruck  $Q_1 = \frac{U_1}{\varphi}$  nach der Formel

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{1}{\varphi} \left\{ \frac{r^2 W + wJ}{r^2 W} F_1 - R \right\} \\ &= \frac{W}{\varphi} \left\{ \frac{r^2 W + wJ}{r^2 W} \varphi_1 - \psi \right\} \end{aligned}$$

oder das Verhältniss dieses höchsten zulässigen Bremsdruckes zu dem Gewichte  $W$  nach der Formel

$$\frac{Q_1}{W} = \frac{1}{\varphi} \left\{ \frac{r^2 W + wJ}{r^2 W} \varphi_1 - \psi \right\}$$

berechnen.

Die Grösse  $\frac{wJ}{r^2 W}$  hat für ein Wagenrad keinen erheblichen Werth. Man findet dafür nahezu  $\frac{1}{8}$ , sodass sich die letztere Formel näherungsweise auf

$$\frac{Q_1}{W} = \frac{\frac{9}{8} \varphi_1 - \psi}{\varphi}$$

reduziert. Nimmt man angenähert den Reibungskoeffizienten  $\varphi$  der Bewegung zwischen dem Rade und dem Bremsklotze zu  $\frac{1}{4}$ , den Reibungskoeffizienten  $\varphi_1$  der Ruhe zwischen dem Rade und der Schiene zu  $\frac{1}{8}$  und das Verhältniss  $\psi$  der Zapfenreibung zum Ge-

wichte zu  $\frac{1}{250}$  an; so wird ungefähr  $\frac{Q_1}{W} = \frac{1}{2}$ . Hieraus geht hervor, dass unter diesen Umständen der Bremsdruck normal gegen das Rad sich etwa bis auf die Hälfte des auf einem Rade ruhenden Gewichtes erheben sollte.

Da  $\psi$  ziemlich klein gegen  $\varphi$  und  $\varphi_1$  ist; so weicht das gesuchte Verhältniss  $\frac{Q_1}{W}$  nicht viel von dem Verhältnisse  $\frac{\varphi_1}{\varphi}$  der Reibung zwischen Rad und Schiene zu der Reibung zwischen Rad und Bremsklotz ab.

Bei der praktischen Verwendung ist zu beachten, dass durch eine Bremse in der Regel vier Räder gebremst werden, dass also der durch eine Bremse zu realisirende Druck gewöhnlich

$$4 Q_1 = \frac{\frac{9}{8} \varphi_1 - \psi}{\varphi} (4 W)$$

ist. Bezeichnet  $a$  das Verhältniss des Weges des Angriffspunktes der Bremskurbel zu dem Wege des Bremsklotzes; so ist der vom Bremser an der Kurbel auszuübende Druck  $q_1$

$$q_1 = \frac{4 Q_1}{a} = \frac{\frac{9}{8} \varphi_1 - \psi}{\varphi} \cdot \frac{4 W}{a}$$

Den stärksten Druck des Bremfers im letzten Stadium des Bremsens kann man wohl zu  $q_1 = \frac{1}{3}$  Zentner veranschlagen. Das Gewicht  $4 W$  des Wagens für 4 Räder oder 2 Axen beläuft sich für schwer belastete Güterwagen etwa auf 300 und für gewöhnlich belastete Güterwagen und für Personenwagen auf 200 Zentner. Hiernach sollten die Bremsen so konstruirt sein, dass das Verhältniss

$$a = \frac{\frac{9}{8} \varphi_1 - \psi}{\varphi} \cdot \frac{4 W}{q_1}$$

für schwer belastete Güterwagen etwa

$$a = \frac{1}{2} \cdot \frac{300}{\frac{1}{3}} = 450$$

und für gewöhnlich belastete Güterwagen, sowie für Personenwagen etwa

$$a = \frac{1}{2} \cdot \frac{200}{\frac{1}{3}} = 300$$

wäre. Bei den auf den braunschweigischen Eisenbahnen im Gebrauche befindlichen, ohne Rücksicht auf die Tragfähigkeit der Fahrzeuge konstruirten Bremsen liegt der Werth dieses Verhält-

nisses zwischen 360 und 480, entspricht also nahezu den theoretisch an sie zu stellenden Bedingungen.

16. Wanderung des Schienengleises. — In der Praxis wird beobachtet, dass jedes nur in einer Richtung befahrene Bahngleis sich in fortwährender Wanderung in der Fahrriichtung befindet. Die obigen Formeln müssen Aufschluss über diese Erscheinung geben.

Beschränken wir die Betrachtung auf die gleichförmige Bewegung der Bahnzüge in horizontaler Bahn; so lehren die dafür gültigen Formeln  $F = -f = p'$ , dass das Schienengleis bei dieser Bewegung durch die Räder der Lokomotive nach hinten, durch die Räder des Wagenzuges dagegen nach vorn geschoben wird. Diese beiden horizontalen Schubkräfte sind einander gleich und zwar gleich der in der Kupplung der Lokomotive herrschenden Zugkraft  $p'$ , welche so gross ist, wie die zur gleichförmigen Fortbewegung des Wagenzuges oder zur Überwindung seiner Reibungswiderstände erforderliche Zugspannung  $k$ .

Bei der Lokomotive komponirt sich die horizontale Kraft  $F$  mit dem Gewichte  $W$  der Lokomotive, bei dem Wagenzuge dagegen mit dem Gewichte  $w$  dieses Zuges. Da das Gewicht des Wagenzuges durchschnittlich grösser ist als das Gewicht der Lokomotive; so stellt sich der Gesamtdruck des Wagenzuges steiler gegen das Schienengleis, als der Gesamtdruck der Lokomotive und diese Neigungsverschiedenheit wird noch dadurch erhöht, dass die horizontale Komponente  $F$  bei der Lokomotive sich auf die Triebräder konzentriert, welche nur einen Theil des Gewichtes dieser Maschine empfangen. Aus dieser Neigung des von der Lokomotive und des von dem Wagenzuge ausgeübten Druckes sollte man schliessen, dass in Beziehung auf die Verrückung des Gleises die Wirkung der Lokomotive die des Wagenzuges überwöge, dass also das Gleis rückwärts wanderte.

Wenn man erwägt, dass dieser Schluss lediglich die statische Wirkung jenes Druckes vor Augen hat, dass aber diese statische Wirkung niemals eine Verschiebung des Gleises herbeiführen könnte, weil der Druck doch immer steil genug bleibt, um eine Überwindung der Reibung und der sonstigen Hindernisse zwischen Schienen und Schwellen oder zwischen Schwellen und Kiesbett unmöglich zu machen; so darf man sich nicht zu sehr wundern, denselben durch die Erfahrung nicht bestätigt zu finden. Um das Gleis zum

Wandern zu bringen, kommen offenbar die durch die Bahnzüge veranlassten Erschütterungen in Betracht. Nun liefert der Wagenzug auf jede Erschütterung durch die Triebräder der Lokomotive 50 bis 150 mal so viel Erschütterungen durch seine eigenen Räder. Dieselben sind allerdings verhältnissmässig schwächer, als die der Lokomotive: allein um einen Körper durch schräge Stösse in Bewegung zu versetzen, sind oftmals viele und schwache Schläge besser geeignet, als wenige und starke, indem der starke Stoss eine Kompression des Materials in schiefer Richtung mit nachfolgender Expansion ohne Trennung der Berührungsflächen, eine Aufeinanderfolge schwacher Stösse hingegen ein Erzittern der Körper mit Trennung und Verschiebung der Berührungsflächen herbeiführt. Die Lokomotive müsste, da ihre Triebräder momentan nur eine einzige Schiene fassen, diese einzelne Schiene etwa 100 mal so viel zurückschieben, als jedes Räderpaar des Wagenzuges sie vorschiebt. Es liegt auf der Hand, dass eine solche starke Verschiebung einer einzelnen Schiene in einem zusammenhängenden Gleise wegen des Widerstandes der sich annähernden Schienen unmöglich ist, dass also die Schläge der Lokomotive vornehmlich durch Zusammendrückungen und Ausdehnungen konsumirt werden müssen. Der Wagenzug dagegen erschüttert gleichzeitig eine grosse Gleislänge von 50 bis 100 Schienen und erhält jede einzelne dieser Schienen durch die nachfolgenden Räder in einer zwar schwachen, aber lange dauernden Erschütterung mit einer nach vorn gerichteten Komponente.

Der Effekt kann nach allem Diesen kein anderer sein, als dass das Schienengleis vorwärts wandert. Nur da, wo sich zwischen Lokomotive und Wagenzug keine Zugspannung  $p'$ , sondern ein Druck einstellt, also bei der Thalfahrt, insofern dabei die Lokomotive den Wagenzug zurückhalten muss, wird das Schienengleis rückwärts, also bergan wandern.

Auf eingleisigen Bahnen, welche in beiden Richtungen befahren werden, wird der Effekt der hingehenden Züge durch den Effekt der herkommenden in so weit ausgeglichen, als keine Verschiebung des Gleises stattfinden wird: allein die abwechselnd entstehenden Verrückungen nach vorn und nach hinten liefern den Schlüssel zu der unausgesetzten Auflockerung der Schwellen und der Schienenbefestigungsmittel.

17. Bewegung ohne Schienenwiderstand. — Die Frage, ob es möglich sei, dass ein einzelnes Fahrzeug oder ein ganzer



Bahnzug sich bewege, ohne einen Schienenwiderstand, zu erfordern, beantwortet sich folgendermaassen. Für ein einzelnes Fahrzeug, wofür  $p' = 0$  ist, müsste, wenn  $F' = 0$  sein sollte,  $K + T = P - W' = 0$  also  $P = W'$  sein. Diese Bedingung ist für eine einzelne Lokomotive mit Hülfe der Dampfkraft zu erfüllen und sie ist erfüllt, wenn sich diese Lokomotive im Gefälle abwärts mit derjenigen Beschleunigung bewegt, welche der Komponente  $W'$  der Schwere als beschleunigender Kraft entspricht. Auf horizontaler Bahn erfüllt die einzelne Lokomotive diese Bedingung, wenn sie sich gleichförmig bewegt, indem alsdann  $P = W' = 0$  ist. Ein einzelner Wagen oder Wagenzug ohne Lokomotive vermag die vorstehende Bedingung nicht zu erfüllen: derselbe nimmt also stets einen horizontalen Schienenwiderstand in Anspruch. Für einen mit einer Lokomotive bespannten Bahnzug heben sich die horizontalen Schienenwiderstände für die Lokomotive und für den Wagenzug, wie vorstehend schon gezeigt ist, bei gleichförmiger Bewegung auf horizontaler Bahn auf. Übrigens findet diese Kompensation allgemein für  $P + p = W' + w'$ , also im Gefälle bei einer solchen beschleunigten Bewegung statt, welche die Komponente  $W' + w'$  der Schwere als volle beschleunigende Kraft  $P + p$  erscheinen lässt.

18. Abnutzung der Schienen. — In Beziehung auf die Abnutzung der Schienen lehren die obigen Formeln, dass die Eisenmoleküle der Lauffläche der Schienen durch die Triebräder der voranschreitenden Lokomotive nach rückwärts, durch die darauf folgenden Wagenräder aber nach vorwärts mit einer Kraft gepresst werden, welche der Zugkraft (nicht etwa der Rollreibung) gleich ist, dass also der Angriff, welchen die Schienen durch den Bahnbetrieb erleiden, einem Hin- und Herreiben unter starkem Drucke zu vergleichen ist. Es leuchtet ein, dass Diess eine Abnutzung der Schienenoberfläche und namentlich eine Quetschung derselben an den Stössen zur Folge haben muss, weit grösser als diejenige, welche die blosse Rollreibung hervorzurufen im Stande wäre.

Ferner ist klar, dass der horizontale Widerstand der Schiene, indem er sich gegen den Radreif äussert, eine allmähliche Streckung der Bandage zur Folge haben muss, welche durch den vertikalen Druck noch vermehrt, aber zum grösseren Theile jener horizontalen Kraft zuzuschreiben ist, gleichwie bei der Auswal-

zung gerader Schienen und kreisförmiger Reifen, sowie auch beim Drathziehen die sukzessive Längung in überwiegendem Maasse nicht dem normalen Drucke, sondern dem horizontalen Widerstande der Walzen, Ziehluppen u. s. w. zukömmt, indem jener normale Druck im Wesentlichen nur die Bedingung zur Innehaltung eines bestimmten Kalibers und zur Dichtung des Materials erfüllt.

19. Be- und Entlastung der einzelnen Räderpaare. — Wir haben bisher vornehmlich nur die horizontale Komponente des Schienenwiderstandes (die Adhäsion) ins Auge gefasst. Was die vertikale Komponente betrifft; so ist dieselbe für jedes Fahrzeug dem Gewichte desselben gleich. Dieses Gewicht vertheilt sich jedoch nicht immer gleichmässig über die einzelnen Räder. Der erste Grund einer ungleichmässigen Druckvertheilung liegt in der Konstruktion des Fahrzeuges und seiner Federn, durch welche man es bei sechs- und mehrrädri gen Fahrzeugen bekanntlich in seiner Gewalt hat, das eine Räderpaar gegen die übrigen mehr oder weniger zu belasten oder zu entlasten.

Abgesehen von dieser Ungleichheit der Belastung, welche das still stehende Fahrzeug zeigt; so tritt durch jede Fahrbewegung eine besondere Ungleichheit ein. Dieselbe bestimmt sich nach dem obigen allgemeinen Satze 28 durch die Erwägung, dass das Fahrzeug, wenn man dasselbe als Gesamtsystem auffasst, keine Veränderung der Massen anordnung und Haupt-Trägheitsmomente in Beziehung zu seinem Schwerpunkte erleidet (indem die Rotation der symmetrischen Räder diese Massen anordnung nicht beeinflusst und nur bei der Lokomotive durch den Hin- und Hergang des Kolbens eine solche geringfügige Änderung herbeigeführt wird, welche sich jedoch in kurzen Perioden ausgleicht) und dass der Wagenkasten keine Umdrehungsbewegung zeigt. Hieraus folgt, dass wenn man sich das Fahrzeug als einen einzigen starren Körper denkt, alle auf dasselbe wirkenden äusseren Kräfte sich um seinen Schwerpunkt im Gleichgewichte halten oder auf eine Kraft reduzieren müssen, welche durch diesen Schwerpunkt geht.

Hiernach braucht man, um die fragliche Druckvertheilung zu finden, nur die Summe der Momente aller Kräfte in Beziehung zum Schwerpunkte des Systems gleich null zu setzen. Da das Gewicht  $W$  eines Fahrzeuges durch die vertikalen Schienenwiderstände,

welche sich beim Stillstande einstellen, im Gleichgewichte erhalten wird; so kommen diese Kräfte nicht weiter in Betracht. Ebenso ist die beschleunigende Kraft  $P$  und die auf geneigter Bahn wirkende Komponente  $W'$  der Schwere, da beide durch den Schwerpunkt wirken, nicht unmittelbar von Bedeutung. Es bleibt vielmehr das Moment des horizontalen Schienenwiderstandes  $F$  und das der Zugkraft  $P'$  in Beziehung zum Schwerpunkte zu nehmen. Das Moment der Zugkraft  $P'$  kann in den meisten Fällen ebenfalls vernachlässigt werden, da diese Kraft nahezu durch den Schwerpunkt wirkt. Das Moment von  $F$  (resp. das von  $F$  und  $P'$ ) ist es, welches durch ein Moment vertikaler Schienenwiderstände oder bei einem vierrädrigen Fahrzeuge durch ein Kräftepaar vertikaler Widerstände vernichtet werden muss. Indem sich dieses Kräftepaar in den Berührungspunkten der Räder äussert, bewirkt es eine Belastung der einen und eine Entlastung der anderen Räder.

Man sieht, dass diese Be- und Entlastung mit der Erzeugung des horizontalen Schienenwiderstandes  $F$  Hand in Hand geht, dass aber die Ursache der Entstehung derselben, welche bald in der Beschleunigung oder Verzögerung, bald in der Steigung oder dem Gefälle der Bahn, bald in der Bremsung liegt, hierbei ganz gleichgültig ist. In allen Fällen, wo ein von vorn nach hinten wirkender Schienenwiderstand erzeugt wird, wie es bei einzelnen oder im Bahnzuge laufenden Wagen fast immer der Fall ist, werden die Vorderräder belastet und die Hinterräder entlastet.

Das Bremsen eines Wagens hat eine verstärkte Belastung der Vorderräder und Entlastung der Hinterräder zur Folge, gleichviel an welchen Rädern die Bremse angelegt wird.

Die Lokomotive erzeugt einen horizontalen Schienenwiderstand von hinten nach vorn. Demzufolge werden ihre Hinterräder belastet und ihre Vorderräder entlastet.

20. Bewegung im wechselnden Gefälle. — Bei allen vorstehenden Untersuchungen ist nur die Bewegung mit geradlinigem Fortschritte des Schwerpunktes berücksichtigt. Diess setzt eine gerade Bahn in gleichmässigem Gefälle voraus. Die Abweichungen hiervon bilden die Bahnkurven und die Gefällewechsel.

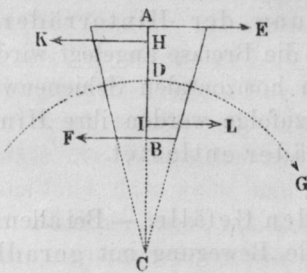
Die Effekte der Variabilität des Gefälles sind im Ganzen unerheblich. Im Wesentlichen bestehen sie in zunehmender Ver-

zögerung, (abnehmender Beschleunigung), wie im konkaven Gefälle oder in zunehmender Beschleunigung (abnehmender Verzögerung), wie im konvexen Gefälle: ausserdem erzeugen sie eine vertikale Zentrifugalkraft, welche im konkaven Gefälle nach unten und im konvexen nach oben wirkt, welche also den Gesamtdruck auf die Schiene im konkaven Gefälle verstärkt und im konvexen Gefälle schwächt.

21. Bewegung in der Kurve. Konisches Rollen. — Die Effekte der Bahnkurven äussern sich durch manche Erscheinungen in empfindlicherer Weise. Die horizontale Zentrifugalkraft, welche das Fahrzeug in der Kurve nach aussen treibt, also die äussere Schiene, wenn sie nicht hinreichend überhöht ist, belastet, während sie die innere Schiene entlastet, welche aber bei richtiger Überhöhung der äusseren Schiene diese Wirkung verliert, ist genugsam besprochen. Wir wollen hier einige andere, weniger berücksichtigte Wirkungen erörtern.

Denkt man sich das Fahrzeug in einer richtig überhöhten Kurve genau so verschoben, dass die äusseren Räder auf einem entsprechend grösseren Kreise rollen, als die inneren, nimmt man auch an, die Axen seien drehbar und verschiebbar und stellen sich genau in die Richtung der Kurvenradien; so erfolgt ein vollkommenes Rollen des Fahrzeuges in der Kreisbahn ebenso, wie ein Kegel um seine Spitze rollt. Ein abgestumpfter Kegel  $AB$  (Fig. 13),

Fig. 13.



sowie auch ein voller Kegel  $AC$ , rollt jedoch auf einer Ebene nur unter dem Aufgebote besonderer Kräfte, welche von der Rollreibung ganz unabhängig sind und neben derselben bestehen. Ein rollender Kegel, da er eine Kreisbahn  $DG$  beschreibt und seine Spitze fortwährend einem festen Punkte  $C$  zukehrt, hat ausser der Fortschritts- oder Schwerpunkts-

bewegung und ausser der Rotation um seine Axe eine horizontale Umdrehungsbewegung um seinen Schwerpunkt  $D$  (oder um eine durch seinen Schwerpunkt  $D$  gehende vertikale Axe). Dieser Umdrehung, da sie im Kontakte mit der Bahnebene erfolgt, setzen sich Adhäsionswiderstände entgegen, welche zu überwinden



sind. Im Zustande gleichförmiger Bewegung muss die Arbeit der bewegenden Umdrehungskräfte der entgegengesetzten Arbeit der Umdrehungswiderstände gleich sein.

Da es sich um eine Drehung handelt; so können die in Betracht kommenden Kräfte nur Kräftepaare sein. Man übersieht leicht, dass ein Kräftepaar, welches beim Rollen des Kegels  $AB$  längs der Kreislinie  $DG$  die Drehung dieses Kegels um seinen Schwerpunkt  $D$  erzeugen soll, aus zwei Kräften wie  $DK$  und  $JL$  bestehen muss, dass also die Adhäsionswiderstände, deren Arbeit der Arbeit dieses Kräftepaares gleich und entgegengesetzt sein soll, ein Kräftepaar von entgegengesetzt wirkenden Kräften  $AE$  und  $BF$  bilden müssen. Indem sich die letzteren horizontalen Schienenwiderstände, welche behuf der Drehung eines Fahrzeuges in der Kurve erforderlich sind, mit den früheren zur Fortschrittsbewegung nöthigen Widerständen kombiniren, liefern sie das Resultat, dass der Schienenwiderstand an der inneren Schiene eine in der Fahr- richtung liegende oder nach vorn wirkende Komponente  $BF$  erhält, während dieser Widerstand an der äusseren Schiene eine nach hinten wirkende Komponente  $AE$  empfängt.

22. Wanderung der inneren Schiene. — Hieraus folgt, dass in der Kurve durch die Lokomotive (welche die Schiene nach hinten treibt) die äussere Schiene stärker nach hinten getrieben wird, als die innere Schiene und dass durch den Wagenzug (welcher die Schiene nach vorn treibt) die innere Schiene stärker nach vorn getrieben wird, als die äussere. Aus Beidem ergibt sich das merkwürdige Resultat, dass in der Kurve die innere Schiene in der Richtung der Fahrt stärker vorwärts wandert, als die äussere Schiene und dass sie überhaupt stärker wandert, als eine Schiene in gerader Bahn. Dieses Resultat ist durch die Beobachtungen auf den braunschweigischen Eisenbahnen vollkommen bestätigt worden.

23. Verengung des Gleises in Kurven. — Die stärkere absolute Verschiebung der inneren Kurvenschienen und die relative Verschiebung derselben gegen die äussere Schiene hat eine Drehung der Querschwellen und in Folge der Befestigung der Schienen auf diesen Schwellen eine sukzessive Verengung des Gleises in Kurven zur Folge, deren praktische Beobachtung, ehe man sich von der mechanischen Ursache Rechenschaft giebt, umso auffallender ist, als man eher eine allmähliche Erweiterung



des Gleises durch den Andrang auf die äussere Schiene vermuthete, ein Andrang, welcher durch eine gute Befestigung der Schiene wirkungslos gemacht wird; wogegen der vorstehende Effekt, welcher aus der Verdrehung der Schwellen entspringt, nicht neutralisirt werden kann.

24. Gewöhnliche Abnutzung der Schienen in der Kurve. — Wir haben schon darauf aufmerksam gemacht, dass bei der Beurtheilung der Abnutzung der Schienen die Adhäsionswirkung, welche sich zu dem vertikalen Drucke gesellt, wesentlich mit in Betracht gezogen werden muss, und Diess umso mehr, als die Räder des Wagenzuges die Adhäsion in entgegengesetzter Richtung ausüben, als die Räder der Lokomotive. Wenn man die Frage aufwirft, ob die Lokomotive oder ob der Wagenzug mehr zur Abnutzung der Schiene beiträgt; so hat man zu erwägen, dass die Adhäsion der Lokomotive der Adhäsion des ganzen Wagenzuges gleich und entgegengesetzt ist, ferner, dass das Gewicht der Lokomotive erheblich kleiner ist als das des Wagenzuges, dass also die aus Adhäsion und Gewicht zusammengesetzte Resultante für die Lokomotive eine flachere Neigung hat, als für den Wagenzug und jeden einzelnen Wagen, endlich, dass die Lokomotive ihre Wirkung auf einen Punkt entladet, wogegen die Wirkung des Wagenzuges in einer grösseren Anzahl kleinerer Angriffe besteht.

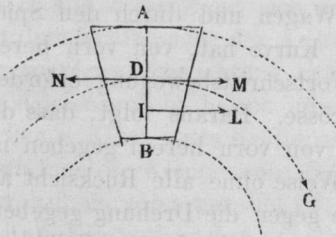
In gewissen Fällen mag die konzentrirte Wirkung der Lokomotive eine stärkere Abnutzung der Schiene bedingen, als die vertheilte Wirkung des Wagenzuges. Im Allgemeinen, namentlich bei Wagenzügen mit schwerer Belastung jeder Axe ist Diess jedoch nicht der Fall. Indem sich nämlich dieselbe horizontale Komponente zu einem grösseren vertikalen Drucke gesellt, wird sie für das Material verderblicher. Wenn aber die schädliche Wirkung des Wagenzuges die der Lokomotive überwiegt; so wird in der Kurve, wo die Adhäsion des Wagenzuges an der inneren Schiene und die Adhäsion der Lokomotive an der äusseren Schiene erhöht wird, eine stärkere Abnutzung der inneren Schiene eintreten und Diess wird so gut bei Gleisen der Fall sein, welche in beiden Richtungen befahren werden, als auch bei Gleisen, in welchen sich die Züge nur in einer Richtung bewegen. Nur bei ungenügend überhöhten Kurvengeleisen oder da, wo der Angriff der Lokomotive in den Vordergrund tritt, wie bei Zügen mit schweren Lokomotiven und leichten Wagen, oder wo eine zu grosse Gleiserweiterung einen

erheblichen Andrang gegen die äussere Schiene herbeiführt, kann das Gegentheil eintreten.

Die stärkere Abnutzung der oberen Fläche der inneren Schiene ist eine nicht seltene praktische Erscheinung. Dieselbe findet im Vorstehenden zwar theilweise, aber nicht vollständig ihre Erklärung. Einen wesentlichen Faktor für diese Abnutzung werden wir erst weiter unten in Nr. 32 erläutern.

25. Zugkraft in der Kurve. — Wir haben jetzt erst das in der Adhäsion liegende Kräftepaar  $AE$  und  $BF$  besprochen, welches bei der Drehung des Wagens in der Kurve zu überwinden ist: es kommt aber noch das Kräftepaar  $HK$  und  $JL$  in Erwägung, welches jenem Adhäsionswiderstande das Gleichgewicht hält, dessen Arbeit also in Verbindung mit der Arbeit des letzteren Paares die Gleichförmigkeit der Drehung aufrecht erhält. Dieses Kräftepaar bildet sich dadurch, dass die Zugkraft  $JL$  (Fig. 14), welche

Fig. 14.



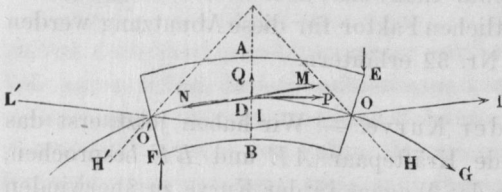
den Kegel fortrollt, nicht durch dessen Schwerpunkt  $D$ , sondern durch einen nach innen belegenen Punkt  $J$  geht. Denkt man sich jetzt im Schwerpunkte  $D$  zwei zu  $JL$  gleiche und parallele, aber einander entgegengesetzte Kräfte  $DM$  und  $DN$  angebracht; so bewirkt  $DM$  die Fortschrittsbewegung, und das Kräftepaar  $JL, JN$

ruft das Adhäsionskräftepaar hervor, welches die Drehung erzeugt. (Zerlegt man den Zug  $JL$  auf die beiden Punkte  $B$  und  $A$ ; so erkennt man unmittelbar das schon im Vorstehenden besprochene Faktum, dass der Punkt  $B$  einen grösseren Antheil als  $A$  erhält, oder dass der Schienenwiderstand an der inneren Schiene grösser ist, als an der äusseren Schiene.)

Wenn es sich statt um einen Kegel um einen Eisenbahnwagen (Fig. 15 a. f. S.) handelt, welcher in einem gegebenen Punkte  $O$  von der Zugkette ergriffen wird; so wird die Zuglinie die schräge Richtung  $JOL$  gegen die Bahnaxe  $DO$  annehmen. Diese schräge Zugrichtung bewirkt, dass die zu ihr parallel durch den Schwerpunkt gelegte Kraft  $DM$  ebenfalls in schräger Richtung wirkt und sich in zwei Komponenten  $DP$  und  $DQ$  zerlegt, von welchen die erstere die wirkliche Schwerpunktsbewegung in der Richtung der

Tangente, die letztere dagegen einen Druck in der Richtung des Kurvenradius erzeugt, welcher durch einen Gegendruck der äusseren Schiene vernichtet werden muss.

Fig. 15.



Dieser Gegendruck wird bei einem vierrädrigen Wagen zu gleichen Theilen von den beiden äusseren Rädern der Vorder- und Hinterachsen aufgenommen.

Wenn die Komponente  $DP$  durch die dem Fortschritte entgegenstehenden Hindernisse und das Moment des Kräftepaares  $JL$ ,  $DN$  durch die Adhäsionshindernisse der Drehung gegeben ist, erscheint die schräge Richtung der durch den gegebenen Punkt  $O$  gehenden Zugkraft  $OL$  als eine fest bestimmte, von jenen gegebenen Grössen abhängige. In der Eisenbahnpraxis ist aber diese Richtung  $OL$  durch die Kupplung der Wagen und durch den Spielraum, welchen jeder Wagen in der Kurve hat, von vorn herein gegeben; ebenso erscheint die zur Fortschrittsbewegung erforderliche Kraft  $JL$  als eine gegebene Grösse. Daraus folgt, dass das Moment des Kräftepaares  $JL$ ,  $DN$  von vorn herein gegeben ist. Es leuchtet ein, dass das auf diese Weise ohne alle Rücksicht auf die wirklichen Adhäsionswiderstände gegen die Drehung gegebene Kräftepaar für diese Widerstände in jedem konkreten Falle entweder zu gross oder zu klein sein wird. Da aber in allen Fällen ein gleichförmiger Bewegungszustand möglich ist, und wenn ein solcher Zustand stattfindet, das gedachte Kräftepaar weder eine horizontale Umdrehungsbeschleunigung, noch Verzögerung hervorbringt; so müssen nothwendig ausser dem Adhäsionswiderstande noch andere Widerstände gegen die Drehung in Form von horizontalen Kräftepaaren ins Leben gerufen werden, welche im Stande sind, mit dem Kräftepaare  $JL$ ,  $DN$  und mit dem Adhäsions-Kräftepaare ein Gleichgewichtssystem zu bilden.

26. Seitendruck der Radflanschen. Anlauf gegen die äussere oder innere Schiene. — Diese letzteren Widerstände bieten sich nun durch ein Kräftepaar dar, welches sich als ein Widerstand der äusseren und inneren Schiene gegen die Flan-

schen der Vorder- und Hinterräder äussert. Ist nämlich das aus der schrägen Zugkraft entspringende Kräftepaar gegen die Adhäsionswiderstände zu stark, wie es gewöhnlich und namentlich bei ungenügend überhöhter Aussenschiene der Fall ist; so stellt sich der Wagen dergestalt schief in der Bahn, dass das äussere Vorderrad  $E$  an die äussere Schiene und das innere Hinterrad  $F$  an die innere Schiene anläuft und den in Fig. 15 durch die Pfeile dargestellten Schienendruck gegen die Flansche empfängt. Ist dagegen jenes Kräftepaar zu schwach oder wirkt es gar in entgegengesetztem Sinne, wie es bei sehr starken Kurven oder bei sehr langen Kuppelketten oder bei zu sehr überhöhter Aussenschiene vorkommen kann, indem alsdann die Zugkraft die Richtung  $OH$  annimmt, welche ausserhalb des Schwerpunktes  $D$  vorbeigeht; so tritt das Umgekehrte ein, d. h. das innere Vorderrad läuft an die innere Schiene und das äussere Hinterrad an die äussere Schiene an.

Das eben erwähnte Kräftepaar der Flanschenwiderstände bei  $E$  und  $F$  bestimmt sich durch die Bedingung, dass dasselbe mit dem Kräftepaare der Adhäsion für die Drehung dem aus der schrägen Zugrichtung entspringenden Kräftepaare  $JL$ ,  $DN$  das Gleichgewicht halten muss. Ist hierdurch die in  $E$  und  $F$  wirkende Kraft jenes Kräftepaares zu  $P_1$  ermittelt; so erhält man, wenn man die Komponente  $DQ$  der schrägen Zugkraft  $JL$ , welche dem Kurvenradius parallel ist, mit  $Q_1$  bezeichnet, für den wirklichen Flanschendruck des äusseren Vorderrades gegen die äussere Schiene bei  $E$  den Werth  $P_1 + \frac{1}{2} Q_1$  und für den wirklichen Flanschendruck des inneren Hinterrades gegen die innere Schiene bei  $F$  den Werth  $P_1 - \frac{1}{2} Q_1$ . Hieraus folgt, dass der Seitendruck des Vorderrades gegen die äussere Schiene stärker ist als der Seitendruck des Hinterrades gegen die innere Schiene, solange die Richtung der Zugkraft  $OL$  innerhalb des Schwerpunktes  $D$  vorbeigeht und ein zu starkes Kräftepaar erzeugt. Ist das Kräftepaar  $JL$ ,  $DN$  zu schwach oder geht die Richtung der Zugkraft ausserhalb des Schwerpunktes vorbei, sodass das innere Vorderrad und das äussere Hinterrad anläuft; so wechselt die Kraft  $P_1$  das Zeichen. Die Kraft  $Q_1$  wechselt das Zeichen nur dann, wenn die Richtung der Zugkraft ausserhalb des Schwerpunktes  $D$  vorbeigeht. In letzterem Falle wird der Druck des inneren Vorderrades gegen die innere Schiene



$P_1 + \frac{1}{2} Q_1$ , also grösser als der Druck  $P_1 - \frac{1}{2} Q_1$  des äusseren Hinterrades gegen die äussere Schiene.

Der Anlauf eines Vorderrades feilt an der Schiene von oben nach unten, der Anlauf eines Hinterrades dagegen von unten nach oben. Der erstere wird in der Regel eine stärkere Abnutzung der Seitenfläche der Schiene und der Radflanschen nach sich ziehen, als der letztere: da derselbe aber nach den Umständen bald die äussere, bald die innere Schiene treffen kann; so erklärt sich die Erscheinung, dass in manchen Kurven die innere Schiene an der Seite mehr angegriffen wird, als die äussere.

Wäre der Zugapparat um den Schwerpunkt des Wagens drehbar, dass die Zugkraft immer durch diesen Schwerpunkt gehen müsste; so würde das Moment des mehr erwähnten Kräftepaares stets null, also zu schwach sein. Hierdurch würde der Anlauf des Vorderrades gegen die äussere Schiene jedenfalls gemildert sein. Noch mehr ist Diess übrigens bei der gewöhnlichen Konstruktion des Zugapparates der Fall, welche den Angriffspunkt der Kuppelkette in die Mitte  $O$  des vorderen Kopfstückes verlegt und der Zugkraft die Richtung  $OG$  der Tangente der Kurve in  $O$ , also eine Richtung anweist, welche ausserhalb des Schwerpunktes  $D$  des Wagens vorbeiführt und demzufolge ein negatives Kräftepaar  $JL$ ,  $DN$  erzeugt.

Die in der Praxis übliche Kupplung der Wagen begünstigt hiernach den Anlauf des Vorderrades an die äussere Schiene durchaus nicht: im Gegentheil hat sie die Tendenz, das Vorderrad gegen die innere Schiene zu treiben. Die faktische Schrägstellung des Wagens gegen die äussere Schiene der Kurve muss demnach noch einen anderen Grund haben, auf welchen wir sogleich zurückkommen werden.

27. Wirkung der Zentrifugalkraft. — Der Anlauf der Flanschen an die äussere oder innere Schiene wird in gewisser Weise durch die in der Kurve auftretende Zentrifugalkraft beeinflusst. Diese Beeinflussung ist jedoch keineswegs eine konstante, sondern hängt von folgenden Umständen ab.

Bei richtiger Überhöhung der Aussenschiene, eine Überhöhung, welche selbstverständlich nur für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit richtig sein kann, ist der Einfluss der Zentrifugalkraft fast ganz aufgehoben, indem sich diese Kraft lediglich



durch eine gleichmässige Verstärkung des normalen Druckes auf die obere Schienenfläche für alle Räder, nicht aber durch einen Seitendruck gegen die Schiene oder durch eine Tendenz zur Verschiebung, Verdrehung oder zum Anlauf des Wagens äussert.

Nur bei unrichtiger Überhöhung der Aussenschiene oder, was Dasselbe ist, bei zu starker oder zu schwacher Fahrgeschwindigkeit äussert die Zentrifugalkraft Seitendruck nach aussen oder nach innen. Bei zu schwacher Überhöhung oder zu grosser Fahrgeschwindigkeit erzeugt die Zentrifugalkraft einen Druck nach aussen, welcher die Kraft  $DQ$ , falls dieselbe ebenfalls nach aussen gerichtet ist, verstärkt. Bei zu starker Überhöhung oder zu kleiner Fahrgeschwindigkeit lässt die Zentrifugalkraft, indem sie die Wirkung der Schwere auf der durch den inneren und äusseren Schienenkopf vertretenen schiefen Ebene nicht vollständig aufhebt, einen nach innen gerichteten Druck zurück, welcher die Kraft  $DQ$ , falls dieselbe nach aussen gerichtet ist, schwächt.

Sobald die Zentrifugalkraft den Druck  $Q_2$  nach aussen erzeugt, ruft sie einen stärkeren Druck gegen die äussere Schiene und einen schwächeren gegen die innere Schiene hervor und zwar vertheilt sich ihre Wirkung ebenso wie die Kraft  $DQ$  gleichmässig über die Vorder- und Hinterräder. Läuft also ein Wagen in der Kurve mit dem Vorderrade aussen und mit dem Hinterrade innen an; so vermehrt die Zentrifugalkraft bei ungenügender Überhöhung der Aussenschiene oder bei zu grosser Fahrgeschwindigkeit den Druck des Vorderrades gegen die äussere Schiene um den Betrag  $\frac{1}{2} Q_2$  und vermindert den Druck des Hinterrades gegen die innere Schiene um einen gleichen Betrag, während sie bei zu bedeutender Überhöhung oder bei zu kleiner Fahrgeschwindigkeit den Druck des Vorderrades gegen die äussere Schiene vermindert und den Druck des Hinterrades gegen die innere Schiene vermehrt.

Allgemein ergibt sich für den Druck des Vorderrades gegen die äussere Schiene durch alle vorstehenden Kräfte der Werth  $P_1 + \frac{1}{2} Q_1 + \frac{1}{2} Q_2$  und für den Druck des Hinterrades gegen die innere Schiene der Werth  $P_1 - \frac{1}{2} Q_1 - \frac{1}{2} Q_2$ , worin die Grössen  $P_1$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$  sowohl positiv, wie negativ sein können.

28. Stellung des Wagens in der Kurve. — Ausser dieser Vermehrung oder Verminderung des Seitendruckes hat aber die Zentrifugalkraft in Gemeinschaft mit der Komponente  $DQ$  der Zugkraft noch einen anderen wichtigen Effekt. Sie beeinflusst

nämlich die Stellung des Wagens in der Kurve. Sobald der Seitendruck  $P_1 - \frac{1}{2} Q_1 - \frac{1}{2} Q_2$  des Hinterrades gegen die innere Schiene negativ wird, kann sich dieses Rad nicht mehr gegen die innere Schiene legen: das Hintertheil des Wagens wird vielmehr nach der äusseren Schiene hinüber gedrängt, sodass das äussere Hinterrad an die äussere Schiene anläuft. Wenn jetzt der Seitendruck  $P_1 + \frac{1}{2} Q_1 + \frac{1}{2} Q_2$  des Vorderrades gegen die äussere Schiene positiv ist, wird sich sowohl das äussere Vorderrad, als auch das äussere Hinterrad resp. mit der Kraft  $P_1 + \frac{1}{2} Q_1 + \frac{1}{2} Q_2$  und  $P_1 - \frac{1}{2} Q_1 - \frac{1}{2} Q_2$  an die äussere Schiene legen, der Wagen wird also eine möglichst parallele Stellung zur Bahnaxe annehmen, was seinen Durchgang durch die Kurve sehr erleichtert.

Der letztere Umstand tritt ein, wenn die Zentrifugalkraft einen gewissen positiven Betrag überschreitet. Eine hinreichend grosse Fahrgeschwindigkeit bringt also den Wagen in jeder Kurve in die tangentialle Stellung, indem sie die äusseren Vorder- und Hinterräder mit der äusseren Schiene in Flanschenberührung bringt, erleichtert hierdurch den Durchgang durch die Kurve und beseitigt die Seitenschwankungen oder das Schleudern zwischen den beiden Schienen, welches bei geringer Fahrgeschwindigkeit stattfindet. Dieser Wirkung der Zentrifugalkraft ist es zuzuschreiben, dass auf manchen Bahnen in Folge schlechter Beschaffenheit der Bahn und der Wagen die Seitenschwankungen der Fahrzeuge in den geraden Strecken unausstehlich, in den Kurven dagegen ganz erträglich sind.

Ebenso wie ein gemeinschaftliches Anlaufen der äusseren Vorder- und Hinterräder gegen die äussere Schiene vorkommt, kann auch ein gemeinschaftliches Anlaufen der inneren Vorder- und Hinterräder gegen die innere Schiene vorkommen. Der Wagen wird alsdann beim Durchlaufen der Kurve lediglich die innere Schiene mit den Flanschen berühren. Ein solcher Zustand setzt nothwendig voraus, dass die Zugkraft eine Richtung wie  $OH$  habe, welche ausserhalb des Schwerpunktes  $D$  vorbeigeht und dass die Fahrgeschwindigkeit ein gewisses Maass nicht überschreite.

Man sieht, je nach der Richtung der Zugkraft, der Fahrgeschwindigkeit, der Überhöhung der äusseren Schiene und dem Spielraume in der Kurve kann erreicht werden, dass entweder das äussere Vorderrad und das innere Hinterrad oder dass das innere Vorderrad und das äussere Hinterrad oder

dass das äussere Vorderrad und das äussere Hinterrad oder dass das innere Vorderrad und das innere Hinterrad, dass überhaupt jede beliebige zwei Räder eines vierrädrigen Wagens an die betreffenden Schienen anlaufen.

Bei einem sechsrädrigen Wagen kommen ausser den Vorder- und Hinterrädern noch die Mittlräder in Betracht. Die Berührung mit den Flanschen kann jedoch im Allgemeinen nur an zwei Punkten stattfinden. Je nach der Länge des Wagens oder des Radstandes werden sich diese beiden Berührungspunkte bald an diesem, bald an jenem Paare der drei Axen vorfinden, was nach den speziellen Umständen leicht zu ermitteln ist.

29. Unvollkommenes Rollen in der Kurve in Folge des Anlaufes. — Der Anlauf der Flanschen hat ausser der Erzeugung der vorstehend besprochenen horizontalen Seitenkräfte noch eine andere unangenehme Wirkung. Einmal ruft derselbe an den Berührungspunkten eine Reibung zwischen Flansche und Schiene hervor, deren Überwindung eine Verstärkung der Zugkraft erfordert und welche, da sie eine Gleitreibung ist, die Schienen an der Seite stark angreift. Ausserdem macht der Anlauf das Rollen aller Räder wie ein Kegel um den Mittelpunkt der Bahnkurve unmöglich, indem zwischen den Laufkreisen des äusseren und inneren Rades jeder Axe nicht mehr das richtige Verhältniss bestehen kann. Liefe z. B. ein vierrädriger Wagen mit dem äusseren Vorderrade und dem inneren Hinterrade an, so würde an der Vorderaxe der Laufkreis des äusseren Rades zwar grösser bleiben, als der des inneren Rades, er würde aber jedenfalls zu gross werden: an der Hinteraxe dagegen würde der Laufkreis des äusseren Rades kleiner werden, als der des inneren. Hiernach würden die Vorderräder die Tendenz haben, um einen Punkt zu rollen, welcher näher als der Mittelpunkt der Bahnkurve liegt; die Hinterräder aber würden die Tendenz haben, in einer entgegengesetzt gekrümmten Bahn zu rollen. Hiernach können die Räder unter diesen Umständen überall nicht vollkommen rollen. Diese Schwierigkeit wird endlich durch die Parallelstellung der Axen des Wagens erhöht, welche bei vollkommenem Rollen nach dem Mittelpunkte der Bahnkurve konvergiren müssten, eine Bedingung, deren Nichterfüllung bei den langen sechsrädrigen Wagen weit hinderlicher ist, als bei den vierrädrigen.

Die eben bezeichneten Mängel ändern an den vorher vorgetra-

genen Prinzipien hinsichtlich der Bestimmung der auftretenden Kräfte und Kräftepaare nichts Wesentliches, nur die Grösse dieser Kräfte wird hierdurch beeinflusst. Denn wenn kein vollkommenes konisches Rollen stattfindet, ist zu der mit dem Durchgange durch die Kurve verbundenen Drehung des Wagens ein stärkeres Kräftepaar erforderlich, indem dasselbe diejenige Gleitreibung zu überwinden hat, welche erforderlich ist, um das auf den Radreifen ruhende Gewicht des Wagens um eine durch seinen Schwerpunkt  $D$  gehende vertikale Axe zu drehen.

Die Konizität der Radreifen ist hiernach nicht im Stande, die letzteren, aus dem Anlaufen der Flanschen entspringenden Übelstände zu beseitigen und ein vollkommenes konisches Rollen in der Kurve herbeizuführen: im Gegentheil, diese Konizität erschwert das Rollen, indem sie Missverhältnisse zwischen den Laufkreisen der äusseren und inneren Räder zulässt, welche grösser sind, als sie bei gänzlichem Mangel der Konizität sein würden.

30. Zweck der Konizität des Radreifens. — Der für die Konizität der Radreifen gewöhnlich angeführte Zweck, der äusseren Schiene in der Kurve einen grösseren und der inneren Schiene einen entsprechend kleineren Raddurchmesser darzubieten, wird also faktisch nicht allein nicht erfüllt, sondern erst recht vereitelt. Trotzdem muss die konische Form der Radreifen für nützlich gehalten werden. Der Nutzen liegt aber lediglich in der besseren Führung, welche diese Form dem Wagen in der Bahn verleiht. Da nämlich mit der Verschiebung eines mit konischen Reifen versehenen Wagens aus der Mitte des Gleises eine Hebung des Schwerpunktes verbunden ist; so erschwert jene konische Form diese Verschiebung: ausserdem führt sie den Wagen, wenn er verschoben ist, von selbst in die Mitte des Gleises zurück. Hierdurch ist die Konizität der Radreifen das Mittel zur Milderung der Seitenschwankungen und zur Abhaltung der Flansche von der Schiene, also zur Verhütung von starken Reibungen. Dieser Nutzen tritt aber in höherem Grade in den geraden Bahnstrecken, als in den Kurven auf, indem nach Obigem die Zentrifugalkraft beim Laufe in der Kurve durch gleichmässiges Andrücken des Wagens an die äussere Schiene eine stetigere Bewegung herbeiführt und, wenn sie es nicht thäte, die konische Form der Radreifen in der Kurve den Gang eines sich schräg stellenden Wagens nicht verbessern könnte.



Hierdurch kommen wir zu dem Resultate, dass die Konizität der Radreifen für den Lauf in den Kurven, wofür sie eigentlich gedacht ist, keinen Nutzen, sondern eher Nachtheile hat, dass sie gleichwohl zweckmässig ist, aber nur für das Durchlaufen der geraden Strecken, wofür sie von Haus aus für überflüssig gehalten ist.

31. Ziehen und Schieben. — Wenn das Fahrzeug (Fig. 15) von der äusseren Zugkraft nicht am Vordertheile bei  $O$ , sondern am Hintertheile bei  $O'$  angegriffen wird; so entspricht der Fall einer ziehenden Lokomotive, wenn man die von  $O'$  ausgehende Zugkraft in einer der früheren entgegengesetzten Richtung  $O'L'$  oder  $O'H'$  wirksam denkt. Einer solchen Zugkraft gehört ein Kräftepaar an, welches in entgegengesetzter Richtung dreht. Übrigens kehrt sich die Komponente  $DQ$  der entgegengesetzten Zugkraft, welche alle Räder der Lokomotive gleichmässig nach aussen oder innen treibt, nicht mit um, sondern behält die Richtung wie bei der direkten Zugkraft. Dieselben Umstände also, welche das äussere Vorderrad eines gezogenen Wagens gegen die äussere Schiene drücken, lösen das äussere Vorderrad der ziehenden Lokomotive davon ab, oder ermässigen seinen Seitendruck, und umgekehrt.

Verwandelt man die am Hintertheile  $O'$  wirkende Zugkraft in eine Schubkraft  $L'O'$  oder  $H'O'$ ; so erhält man den Fall eines geschobenen Wagens. Das durch die Schubkraft erzeugte Kräftepaar dreht nach derselben Seite wie das durch die Zugkraft erzeugte. Demnach verhält sich der geschobene Wagen ebenso wie der gezogene, nur mit dem Unterschiede, dass die Komponente  $DQ$  der Zugkraft, welche ein gleichmässiges Andrücken aller Räder nach ein und derselben Seite anstrebt, eine der früheren entgegengesetzte Richtung annimmt.

Von weit grösserer Bedeutung wird der Unterschied zwischen dem geschobenen und dem gezogenen Wagen unter der Erwägung, dass, wenn sich der geschobene Wagen in einem Bahnzuge befindet, der Schub nicht gegen die Mitte  $O'$  des hinteren Kopfstückes, sondern nur mittelst der Puffer gegen einen nach innen gelegenen Eckpunkt  $F$  ausgeübt werden kann. Diess hat aber zur Folge, dass das fragliche Kräftepaar im Sinne der Drehung des Paares  $JL, DN$  verstärkt wird, gleichviel ob die Schubkraft die Richtung  $L'O'$  oder  $H'O'$  hat und dass diese Kraft in der Praxis



immer ein Kräftepaar erzeugt, welches wie das Paar *JL, DN* dreht. Der geschobene Wagen wird daher immer mit dem äusseren Vorderrade gegen die äussere Schiene und mit dem inneren Hinterrade gegen die innere Schiene und zwar stärker als der gezogene Wagen gepresst, er wird mithin immer in die ungünstigste Stellung und in die nachtheiligsten Verhältnisse gesetzt. Hieraus erklärt sich auch, dass zum Schieben eines Zuges durch eine Kurve eine grössere und zwar oftmals erheblich grössere Lokomotivkraft erforderlich ist, als zum Ziehen desselben durch diese Kurve.

32. Abnorme Abnutzung der Schienen in der Kurve in Folge des Spielraumes der Wagen und der Spurerweiterung. — Die Wagen bedürfen eines Spielraumes zwischen den Radflanschen und den Schienen und dieser Spielraum erleidet noch eine Vergrösserung in den Bahnkurven durch die dort erforderliche Spurerweiterung. Dieser Spielraum beeinflusst die Stellung jedes Fahrzeuges im Gleise, also die Richtungen, unter welchen sich die Räder gegen den inneren und den äusseren Schienenstrang einer Kurve bewegen. Hierdurch wird der Spielraum in Verbindung mit der Überhöhung der äusseren Schiene, mit der Konizität der Radreifen und mit der Neigung der Schienen maassgebend für gewisse Schienenwiderstände oder umgekehrt für gewisse Angriffe auf die Schienen, welche einer näheren Erwägung werth sind.

Es ist durchaus erforderlich, sich klar zu machen, welchen Effekt der Spielraum, welchen die Überhöhung der äusseren Schiene und welchen die Konizität der Radreifen und die Neigung der Schienen hat. Nur eine Sonderung dieser Effekte verschafft eine deutliche Einsicht in die Verhältnisse, welche die oftmals sehr überraschenden Erscheinungen erklären.

Betrachten wir zunächst den Einfluss des Spielraumes der Wagenräder im Gleise und setzen wir eine mässige Fahrgeschwindigkeit bei mässiger Überhöhung der äusseren Schiene voraus.

Ein vierrädriger Wagen kann alsdann nur die Stellung *ABCD* (Fig. I der angehängten Tafeln) annehmen, wobei das äussere Vorderrad *C* und das innere Hinterrad *A* mit der Flansche die Schiene berührt. Je kleiner der Spielraum wird, desto mehr

nähert sich die Stellung des Wagens der in Fig. II dargestellten, wobei alle vier Radflanschen die Schienen berühren.

Ein sechsrädriger Wagen nimmt bei hinreichend grossem Spielraume die Stellung in Fig. III an, wobei das äussere Vorderrad  $D$  und das innere Hinterrad  $A$  mit seiner Flansche die Schiene berührt. Durch Verminderung des Spielraumes geht derselbe allmählich durch die Stellung Fig. IV in die Stellung Fig. V und endlich in die Stellung Fig. VI über. Die Stellungen in Fig. IV und VI sind Grenzstellungen, welche nur für einen ganz bestimmten Spielraum eintreten können. Wenn  $a$  der Radstand  $AF$  und  $r$  der Radius der Bahnkurve ist; so erfordert die äusserste Grenzstellung Fig. VI den Spielraum  $\frac{a^2}{2r}$  und die Stellung Fig. IV den doppelt so grossen Spielraum  $\frac{a^2}{r}$ . Die Stellung Fig. V findet statt, solange der Spielraum zwischen  $\frac{a^2}{2r}$  und  $\frac{a^2}{r}$  liegt und die Stellung Fig. III findet statt, wenn der Spielraum grösser ist als  $\frac{a^2}{r}$ .

Die Stellung Fig. III ist eine sehr ungünstige; es sollte stets die Stellung Fig. V obwalten: daraus folgt, dass der Spielraum nicht weniger als  $\frac{a^2}{2r}$  und nicht mehr als das Doppelte davon, also nicht mehr als  $\frac{a^2}{r}$  betragen sollte. Wenn Diess geschieht, befindet sich das Vordertheil  $FCDE$  eines sechsrädrigen Wagens nach Fig. V in derselben Stellung gegen das Schienengleis wie ein vierrädriger Wagen  $ABCD$  (Fig. I) von gleichem Radstande.

Nimmt man den Radstand  $a$  zu 12 Fuss an; so muss hiernach der Spielraum, in Zollen ausgedrückt, wenn der Kurvenradius  $r$  in Fussen gegeben ist, zwischen  $\frac{864}{r}$  und  $\frac{1728}{r}$  liegen. Diess giebt folgende Tabelle für das Minimum und Maximum des Spielraumes in englischen Maassen.

Radius $r$	Kleinsten Spielraum	Grössten Spielraum
	Fuss	Zoll
600	1,44	2,88
1000	0,86	1,73
1200	0,72	1,44
1500	0,58	1,15
1800	0,48	0,96
2000	0,34	0,86

Subtrahirt man von diesem Gesamt-Spielraume den Spielraum  $s = 0,38$  bis 1 Zoll, welchen die Räder in allen Fällen, selbst in gerader Bahn haben sollen; so ergibt sich als Spurerweiterung in den Kurven folgende Tabelle.

Radius $r$	Kleinste Spurerweiterung, wenn der Spielraum in gerader Bahn beträgt		Grösste Spurerweiterung, wenn der Spielraum in gerader Bahn beträgt	
	Fuss	0,38 Zoll	1 Zoll	0,38 Zoll
600	1,06	0,44	2,50	1,88
1000	0,48	0	1,35	0,73
1200	0,24	0	1,06	0,44
1500	0,20	0	0,77	0,15
1800	0,10	0	0,58	0
2000	0,05	0	0,48	0

In Betracht, dass durch den Minimal-Spielraum von  $s = \frac{3}{8}$  = 0,38 Zoll, welchen die normale Spurweite den Rädern gewährt, der bequeme Durchgang der Wagen gesichert ist, bedarf es in Kurven nur noch der Minimal-Spurerweiterung nach der Formel  $\frac{a^2}{2r} - s$ , also derjenigen Erweiterung, für welche  $s = 0,38$  Zoll ist. Kämen Wagen mit grösserem als dem bei der Gleisanlage vorausgesetzten Radstande vor; so würde diesen Wagen ein grössere

rer Spielraum als 0,38 Zoll durch Zurücksetzung der Radreihe zu geben sein.

Die hieraus sich ergebenden Zahlen entsprechen ungefähr der deutschen Eisenbahnpraxis. Demzufolge durchlaufen die Wagen die Bahnkurven nahezu in den Stellungen Fig. I und Fig. V; selten wird ein sechsrädriger Wagen, selbst wenn sein Radstand nur 10 Fuss beträgt, die Stellung Fig. III annehmen. Man kann also von der Voraussetzung ausgehen, dass alle vierrädrigen Wagen nach Fig. I mit der Flansche des äusseren Vorderrades und des inneren Hinterrades, fast alle sechsrädrigen Wagen dagegen nach Fig. V mit der Flansche des äusseren Vorderrades und des inneren Mittelrades und nur ausnahmsweise nach Fig. III mit der Flansche des äusseren Vorderrades und des inneren Hinterrades die Schiene berühren.

Im Vorstehenden sind mässige oder gewöhnliche Fahrgeschwindigkeiten vorausgesetzt. In dem Maasse wie die Fahrgeschwindigkeit sich erhöht, verstärkt sich der Flanschendruck des äusseren Vorderrades gegen die äussere Schiene, während der Flanschendruck des inneren Hinterrades gegen die innere Schiene sich vermindert. Hierbei verharrt der Wagen noch in der Stellung Fig. I oder V (resp. III) bis endlich der Flanschendruck des Hinterrades gegen die innere Schiene null wird. Sowie die Geschwindigkeit diesen Werth überschreitet, stellt sich der Wagen nach Fig. VII oder VIII so in das Gleis, dass das äussere Vorder- und Hinterrad die Schiene berührt.

Derselbe Effekt würde auch bei konstanter Fahrgeschwindigkeit durch allmähliche Senkung der äusseren Schiene erzielt werden können, wiewohl es, um diesen Zweck zu erreichen, bei mässiger Fahrgeschwindigkeit nothwendig sein würde, die äussere Schiene unter das Niveau der unteren zu senken.

Denkt man sich jetzt die Fahrgeschwindigkeit allmählich vermindert; so wird der Flanschendruck des äusseren Vorderrades abnehmen, ohne jedoch auf null herabzusinken, solange die Überhöhung der äusseren Schiene nicht ein gewisses Maass überschreitet: der Wagen wird also bei mässiger Überhöhung der äusseren Schiene stets die Stellung Fig. I oder V (resp. III) beibehalten. Eine übermässige Überhöhung der äusseren Schiene kann jedoch dahin führen, dass der vierrädrige Wagen nach Fig. IX mit dem inneren Vorder- und Hinterrade die innere Schiene be-



rührt. Der sechsrädrige Wagen III wird in dem letzten Falle entweder nach Fig. X mit dem inneren Mittel- und Hinterrade, oder nach Fig. XI mit dem inneren Mittel- und Vorderrade die innere Schiene berühren, jenachdem sein Schwerpunkt im Hintertheile oder im Vordertheile liegt; oder er wird nach Fig. XII nur mit der Flansche des inneren Mittelrades gegen die innere Schiene pressen.

Der sechsrädrige Wagen V dagegen wird, wenn sein Schwerpunkt im Hintertheile liegt, die Stellung V beibehalten, wenn sein Schwerpunkt im Vordertheile liegt, mit dem inneren Mittelrade und dem äusseren Hinterrade anlaufen, durchschnittlich aber die Stellung XII annehmen.

Allgemein leuchtet ein, dass je weniger die äussere Schiene überhöht und je stärker die Fahrgeschwindigkeit ist, desto eher die Stellung Fig. VII oder VIII erreicht wird, ferner, dass bei den geringen Geschwindigkeiten stets die Stellung Fig. I oder V (resp. III) beibehalten wird, insofern der Spielraum genügend und die äussere Schiene nicht unter die innere gesenkt ist, welches Letztere niemals vorkommt, endlich, dass, je mehr die äussere Schiene überhöht ist, desto leichter die Stellung Fig. IX oder XII eintritt.

Zur Beurtheilung des Angriffes jedes einzelnen Rades gegen die Schiene würde nun noch die Konizität der Radreifen und die Neigung der Schienen zu berücksichtigen sein.

Wenn die Konizität der Radreifen mit der Neigung der Schienen übereinstimmt, wird die Berührung zwischen Beiden bei normaler Stellung des Wagens in der Mitte des Schienenkopfes stattfinden. Wenn die Radreifen im Vergleich zur Neigung der Schienen zu stark konisch oder die Schienen im Vergleich zur Konizität der Radreifen zu schwach geneigt sind, wird der Berührungspunkt zwischen Reif und Schienenkopf nach der dem Gleise zugewandten Kante des Schienkopfes rücken. Wenn die Radreifen im Vergleich zur Neigung der Schienen zu schwach konisch oder die Schienen im Vergleich zur Konizität der Radreifen zu stark geneigt sind, wie es bei ausgelaufenen Rädern leicht eintritt, wird der Berührungspunkt nach der vom Gleise abgewandten Kante des Schienkopfes verlegt.

Die Überhöhung der äusseren Schiene und die Spur-erweiterung in den Kurven, sowie überhaupt der Spielraum zwischen den Flanschen und den Schienen ist für die Lage des



Berührungspunktes zwischen dem konischen Theile der Radreifen und dem Schienenkopfe ohne wesentliche Bedeutung, indem bei der Überhöhung der äusseren Schiene das Gleis und der Wagen gleiche Winkelbewegungen machen, und bei der Spurerweiterung oder dem Spielraum die Radreifen nur eine parallele Verschiebung gegen die Schiene erleiden.

Setzen wir zunächst gute Übereinstimmung der Konizität der Radreifen mit der Neigung der Schienen voraus; so ergibt sich der Angriff der Räder gegen die Schiene, welcher durch die obigen Stellungen des Wagens im Gleise bedingt ist, durch folgende Betrachtungen.

Durch den Anlauf einer Flansche gegen die Schiene, sei es durch ein Vorder-, Mittel- oder Hinterrad, wird vorzugsweise der dem Gleise zugewandte Rand des Schienenkopfes affizirt. Der Angriff auf diesen Rand setzt sich aus drei Kräften zusammen: erstens, einem vertikalen Drucke; zweitens, einem horizontalen Drucke normal zur Schiene; drittens, einem horizontalen Drucke parallel zur Schiene, entsprechend der aus dem Früheren sich ergebenden Adhäsion. Der Anlauf eines Vorderrades gegen eine äussere Schiene wie bei *C* in Fig. I oder *D* in Fig. III oder V erzeugt einen stärkeren horizontalen Normaldruck, als der Anlauf eines Hinter- oder Mittelrades gegen die innere Schiene wie bei *A* in Fig. I, III, V; der erstere Anlauf bedingt also eine stärkere Abnutzung des inneren Randes des Schienenkopfes, als der letztere.

Immer wird die Abnutzung eines Schienenkopfes durch die anlaufende Radflansche an der dem Gleise zugewandten Seite stattfinden und die durch Fig. XIII dargestellte Form annehmen. Diese Form wird sich vornehmlich an der äusseren Schiene ausprägen und zwar umso stärker, je stärker die Kurve, je grösser der Spielraum und je geringer die Überhöhung dieser Schiene ist. Das Profil in Fig. XIII, welches eine Abnutzung und Abquetschung des dem Gleise zugewandten Randes der äusseren Schiene darstellt, hat sich in einer Kurve von 1800 Fuss Radius nach dreijähriger Benutzung ergeben.

Ein Rad, welches nicht mit der Flansche anläuft, wie das innere Vorderrad *D* in Fig. I oder *E* in Fig. III und V oder das äussere Hinterrad *B* in Fig. I, III oder V nutzt die Schiene in ganz anderer Weise ab. Der vertikale Druck und die parallel zur Schiene gerichtete Adhäsion sind zwar nahezu dieselben wie im vorstehenden Falle, aber nicht der horizontale Druck normal zur

Schiene. Einmal wird jetzt ein mehr oder weniger von der Flansche entfernt liegender Punkt des Radreifes mit dem Schienenkopfe in Berührung gesetzt, der Angriffspunkt aller Kräfte also mehr oder weniger nach der vom Gleise abgewandten Seite des Schienenkopfes hinüber geführt; ausserdem aber, und Diess ist von grosser Bedeutung, wird der direkte Widerstand, welchen die steil abfallende Seite des Schienenkopfes gegen eine Flansche zu leisten vermag, in eine auf der oberen Fläche des Schienenkopfes normal zur Axe des Gleises wirkende Adhäsion oder Reibung verwandelt. Diese Reibung ist für die Schiene in hohem Grade verderblich, weit verderblicher als die aus der Zugkraft entspringende, parallel zur Schiene gerichtete Adhäsion, weil jene quer über den schmalen Schienenkopf wirkt, wo nur eine geringe Menge hintereinander liegender Eisenmoleküle sich in ihrem Widerstande unterstützen können, und wo alle Schweissfugen der aus einem Packete gewalzten Schiene ihre geringste Dimension haben, folglich am leichtesten gelockert werden können.

Die Intensität dieser letzteren Kraft, welche wir die Queradhäsion zum Unterschiede von der früher besprochenen Längsadhäsion nennen wollen, ergibt sich aus folgender einfachen Erwägung, welche zugleich lehrt, ob jene Kraft nach innen oder nach aussen gerichtet ist.

Wenn  $D$  in Fig. I der Berührungspunkt irgend eines Rades, dessen Angriff gegen die Schiene  $DD'$  betrachtet werden soll, ferner  $ADG$  die durch den Punkt  $D$  gehende Richtung des Wagens, endlich  $DD'$  die Richtung der Bahnschiene ist, sodass das Rad  $D$  in einem kleinen Zeittheilchen nach  $D'$  gelangt, während der Wagen stets dieselbe Stellung  $A'B'C'D'$  gegen das Gleis beibehält; so ist die normale Abweichung  $GD'$  von der Richtung  $AD$  proportional der Arbeit der Queradhäsion, welche während dieser Zeit aufgewandt werden muss, um den Wagen beim Durchlaufen der Kurve zu drehen. Diese Queradhäsion muss von den entgegengesetzten Flanschenpressungen mit überwunden werden; sie erhöht also durch ihr Auftreten zugleich die letzteren Pressungen.

Die Linie  $GD'$  stellt nicht bloss die Intensität, sondern auch die Richtung dar, in welcher der Radreif vermöge dieser Queradhäsion die Eisentheilchen des Schienenkopfes zu verschieben trachtet, eine Richtung, welche entweder in das Gleis oder aus dem Gleise zeigt. Grösse und Richtung der Linie  $GD'$  ergibt

sich für die einzelnen Räder, welche nicht mit den Flanschen anlaufen, sondern in der Querrichtung auf den Schienen schleifen, für die einzelnen Stellungen des Wagens leicht aus den Figuren I bis XII.

Das innere Vorderrad *D* eines vierrädrigen Wagens Fig. I oder *E* eines sechsrädrigen Wagens Fig. III, IV, V, VI presst vermöge der Queradhäsion die oberste Schicht des Schienenkopfes aus dem Gleise, bewirkt also die Zerquetschung und Hinausschiebung des Kopfes der inneren Schiene an der ausserhalb des Gleises liegenden Seite. Diese auffallende Wirkung steigert sich mit der Kleinheit des Kurvenradius, mit der Grösse des Spielraumes der Räder, also auch mit der Gleiserweiterung und mit der relativen Flachheit des Radkonus, also mit dem Auslaufen der Reife. Diese Wirkung findet bei kleinen und bei grossen Fahrgeschwindigkeiten statt und würde erst bei sehr grossen Geschwindigkeiten, welche die Stellung Fig. VII oder VIII hervorbringen, vermindert werden. Ebenso findet sie bei starker und schwacher Überhöhung der äusseren Schiene statt, und erst eine ganz übermässige Überhöhung, welche die Stellung Fig. IX, X, XI, XII erzeugte, würde sie etwas schwächen. Wenn die Überhöhung nicht diesen extremen Grad erreicht, ist mit der Zunahme der Überhöhung bei konstanter oder abnehmender Fahrgeschwindigkeit und mit der Abnahme der Fahrgeschwindigkeit bei konstanter Überhöhung eine Verstärkung jener Wirkung verbunden, indem sich unter diesen Umständen der vertikale Druck auf die innere Schiene erhöht und die Stellung des Wagens nach Fig. III oder V so ungünstig als möglich gestaltet.

Der schlimmste Faktor für diese Zerquetschung des Kopfes der inneren Schiene ausserhalb des Gleises ist augenscheinlich der Spielraum und die Spurerweiterung, überhaupt also die Kleinheit des Kurvenradius, welche eine gewisse Grösse des Neigungswinkels der Linie *EA* gegen das innere Gleis im Punkte *E* nothwendig bedingt.

Auf den braunschweigischen Bahnen ist die Erfahrung gemacht, dass die Schienen des inneren Schienenstranges an dem ausserhalb des Gleises liegenden Rande nach Verlauf von drei Jahren massenhaft in den Kurven zerquetscht sind, deren Radius 1800 Fuss englisch und weniger betrug. Diese Kurven liegen in einem Gefälle von  $\frac{1}{90}$ , werden von den Personenzügen aufwärts mit einer Geschwindigkeit von  $3\frac{1}{2}$  und abwärts mit  $4\frac{1}{2}$

Meilen pro Stunde, von den Güterzügen dagegen aufwärts nur mit  $2\frac{1}{2}$  und abwärts mit  $3\frac{1}{2}$  Meilen pro Stunde befahren, besitzen aber eine für eine Geschwindigkeit von 8 Meilen eingerichtete Überhöhung der äusseren Schiene von 2,8 Zoll englisch und eine Spurerweiterung von 3,2 Linien = 0,27 Zoll. Fig. XIV und XV stellen zwei Profile der in dieser Weise abgenutzten Schienen dar. Das Profil Fig. XVI ist von den inneren Schienen einer Kurve von 1300 Fuss Radius genommen.

Wenngleich diese Kurven in einem lebhaften Gefälle liegen und demzufolge bei der Thalfahrt viele Räder häufig gebremst werden; so kann doch diesem Bremsen kein wesentlicher Antheil an der erwähnten Erscheinung zugeschrieben werden, theils weil hiervon so gut die innere, wie die äussere Schiene betroffen wird, theils weil alle Kurven von grösseren Radien, obwohl sie in dem nämlichen Gefälle liegen und eine erhebliche Länge besitzen, nach der gleichen dreijährigen Benutzungszeit nur geringe Spuren eines ähnlichen Angriffes zeigen.

Die energischste Queradhäsion geht von dem inneren Vorder-  
rade aus. Alle übrigen Räder vermögen nach ihrer Stellung gegen die Schiene keine so bedeutende Wirkung hervorzubringen. So kann z. B. das äussere Hinterrad *B* des vierrädrigen Wagens Fig. I eine in das Gleis gerichtete, aber doch nur sehr geringfügige Quetschung der äusseren Schiene erzeugen, weil die Richtung *BC* im Punkte *B* nur wenig von der Tangente der Schiene abweicht. Stärker schon ist die Queradhäsion des äusseren Hinterrades *B* des sechsrädrigen Wagens Fig. V: allein diese Adhäsion bewirkt eine Quetschung des Kopfes der äusseren Schiene aus dem Gleise. Je kleiner der Kurvenradius, desto grösser wird diese Kraft; übrigens hat bei gleichem Kurvenradius die Vergrösserung des Spielraums oder der Spurerweiterung keine Verstärkung, sondern eine Verschwächung dieser Queradhäsion auf der äusseren Schiene zur Folge, wie die Figuren IV und III erkennen lassen. Es hat sich gezeigt, dass diese Kraft in einer Kurve von 1300 Fuss Radius so erheblich wurde, dass sich schon in drei Jahren Ausquetschungen nach Fig. XVII einstellten.

Die allgemeine Erscheinung in den Kurven besteht hiernach in Folgendem. Durch die äusseren Vorder-  
räder wird die äussere Schiene und durch die inneren Hinterräder die innere Schiene, beide an der dem Gleise zugekehrten Seite, vermöge des **Flanschendruckes** ein-



fach abgefeilt, polirt und bei genügendem Drucke nach unten abgedrückt. Durch die inneren Vorderräder aller Wagen wird die innere Schiene und durch die äusseren Hinterräder der sechsrädrigen Wagen die äussere Schiene, beide an der vom Gleise abgewandten Seite, durch **Queradhäsion** ausgequetscht, in den Schweissfugen der Packete gelockert und abgeschält. Der Flanschendruck äussert sich am stärksten auf die äussere Schiene, die Queradhäsion dagegen am stärksten auf die innere Schiene.

In Folge des Schwankens der Fahrzeuge äussert sich die Queradhäsion stellenweise in erhöhtem Maasse bald nach links, bald nach rechts, und diese Wirkung eines unruhigen Laufes tritt auch in den geraden Strecken, ja in diesen Strecken sogar stärker als in den Kurven zu Tage, weil die Zentrifugalkraft das Schwan-  
 ken in den Kurven meistens vermindert. So zeigt z. B. Fig. XVIII das Profil einer Schiene aus gerader Bahn, deren Kopf an der vom Gleise abgewandten Seite durch Queradhäsion abgerissen ist.

---



nach abgelehnt, weil er bei demselben in Folge der  
 unter abgedacht. Nach der letzten Untersuchung  
 wegen wird die innere Schiene und damit die Lössen  
 hinter der der achtschäftigen Wagen die innere Schiene  
 beide an der von der Schiene abgewandten Seite, durch einen  
 abhaken abgesperrt. In den Schienenstellungen der  
 Backen geklappt und abgeschalt. Der Schienenplan  
 anseht sich wie ein Stück auf die innere Schiene, die  
 Querbohle dagegen wie ein Stück auf die innere  
 Schiene.

In Folge des Bekannens der Fahrweise kommt sich die  
 Schienenstellungswiese in welchem Maße sich nach links  
 und nach rechts, und diese Wiese eines umgekehrten Fort  
 auch in den geraden Strecken, ja in diesen Strecken sogar weiter  
 als in den Kurven zu Tage, weil die Konstruktoren des Schienen  
 ken in den Kurven meistens verstanden, so selbst z. B. bei 1000  
 das stahl einer Seite in eine gewisse Länge, deren Kopf in der  
 von einer abgewandten Seite durch Querbohlen abgesperrt.

Fig. I

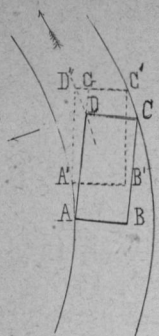


Fig. II

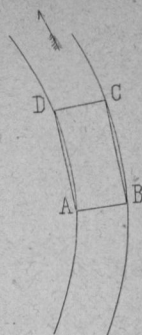


Fig. VII

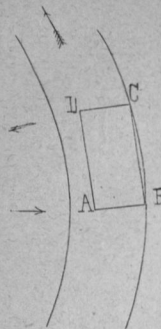


Fig. VIII

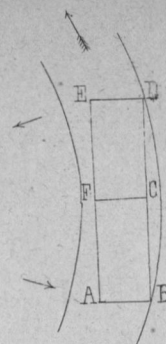


Fig. III

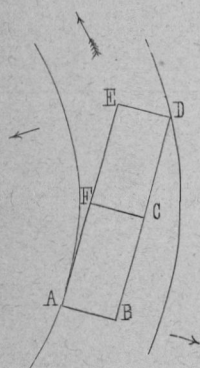


Fig. IV

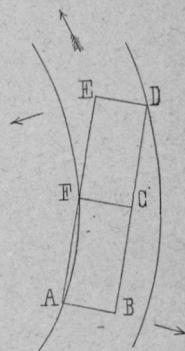


Fig. V

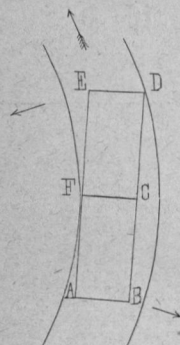


Fig. VI

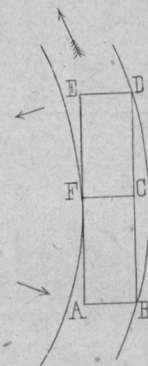


Fig. IX

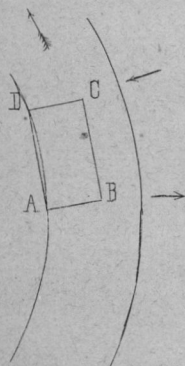


Fig. X

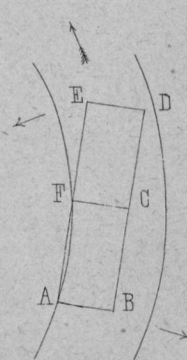


Fig. XI

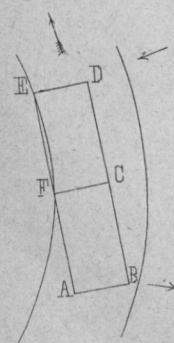


Fig. XII

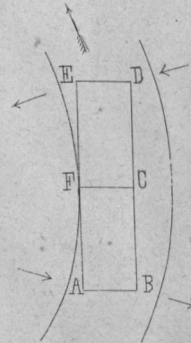




Fig. XIII

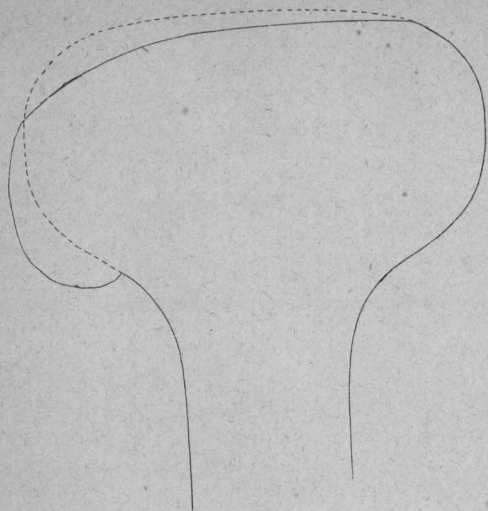


Fig. XIV

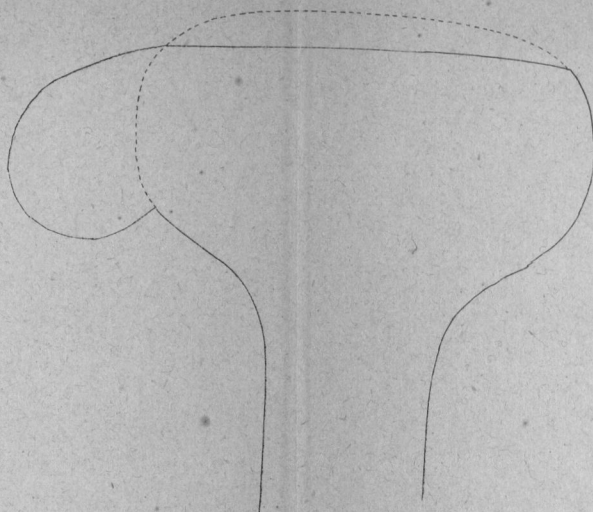


Fig. XV

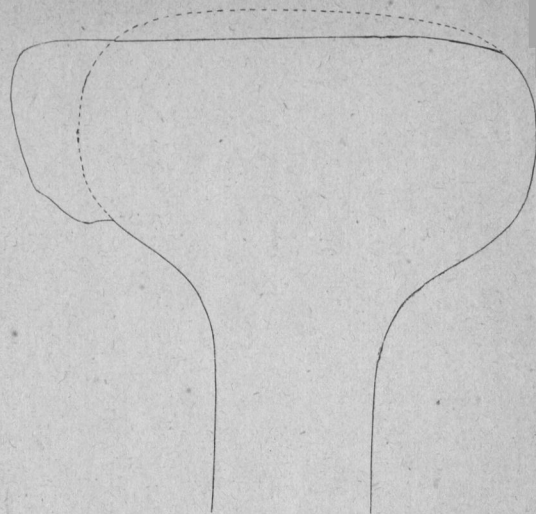


Fig. XVI

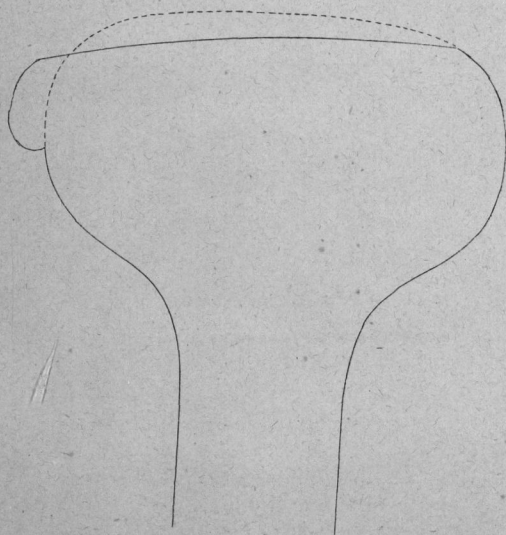


Fig. XVII

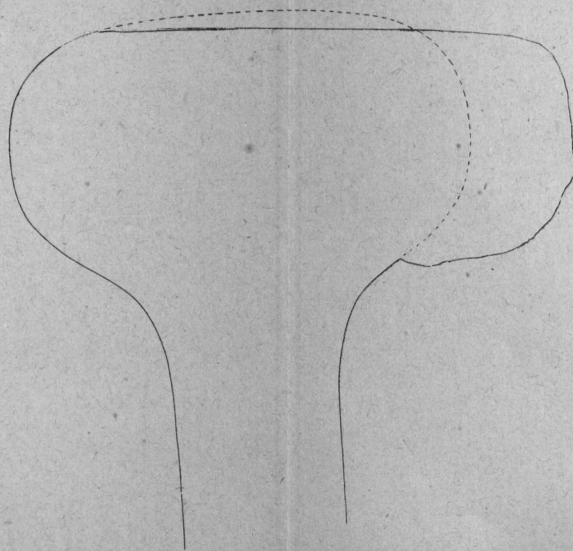
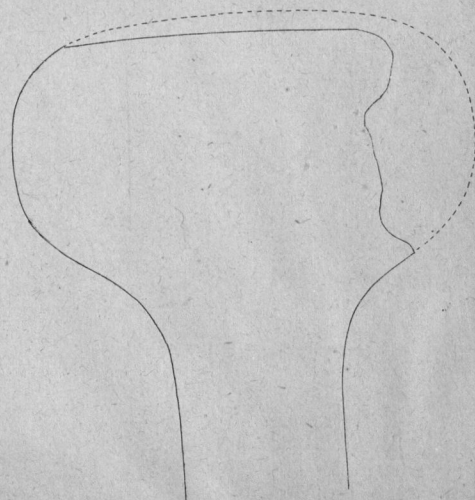


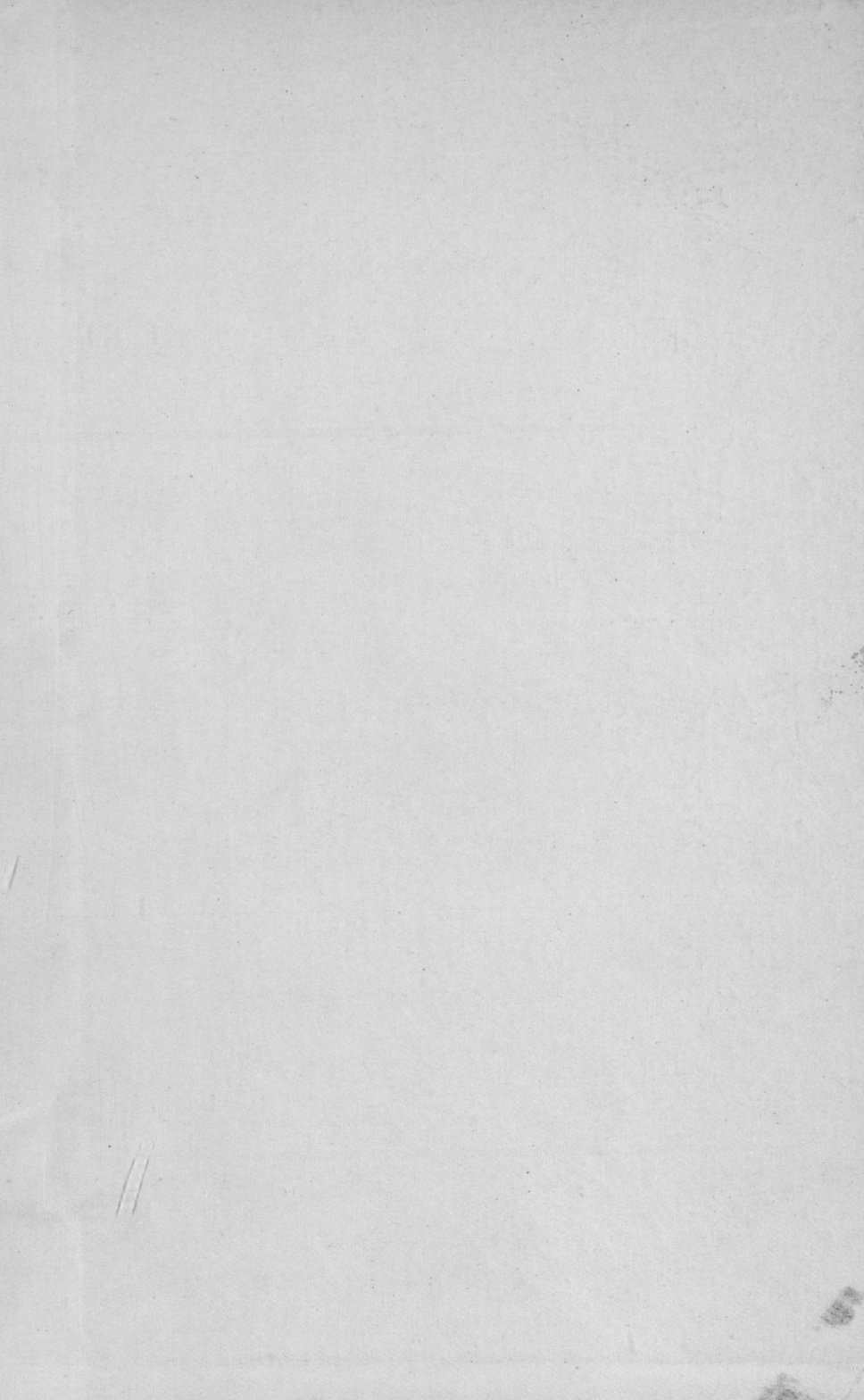
Fig. XVIII



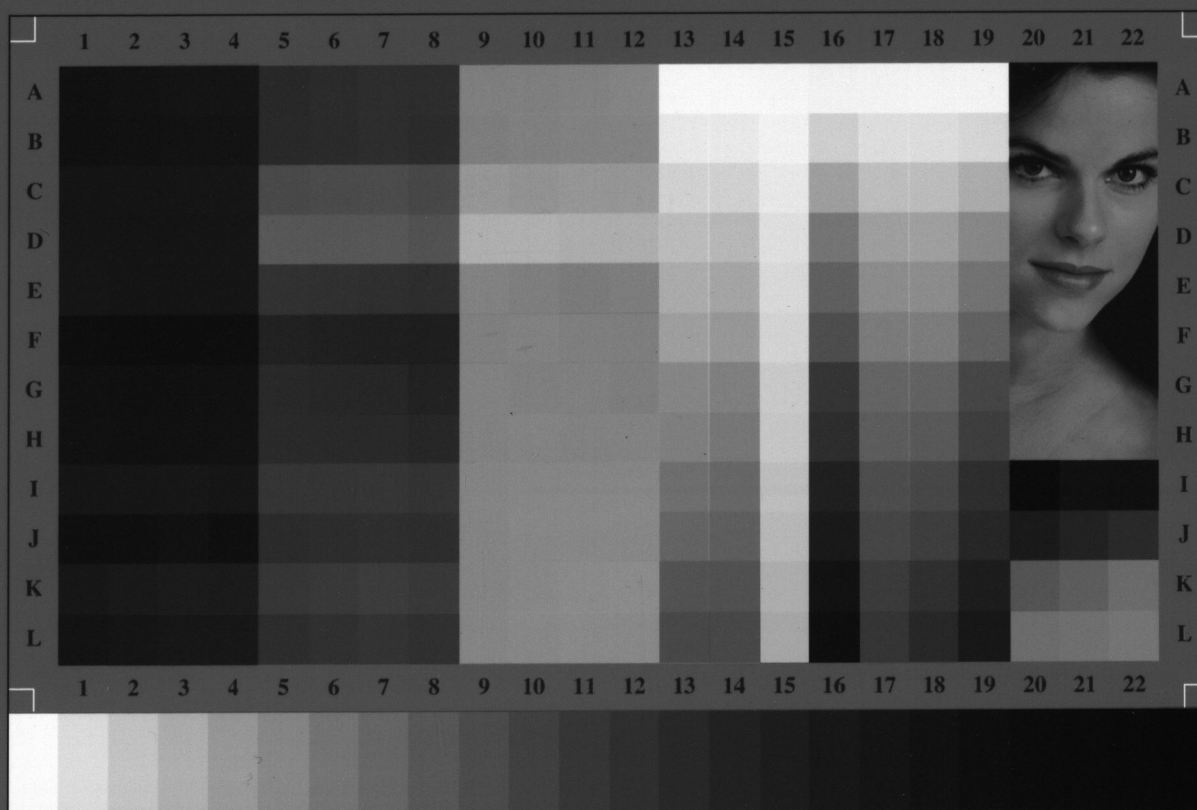












IT8.7/2-1993  
2008:11

<FTP://FTP.KODAK.COM/GASTDS/Q60DATA>

Q-60R2 Target for  
KODAK  
Professional Papers



# Grey Scale #13

C Y M

A 1 2 3 4 5 6 M 8 9 10 11 12 13 14 15 B 17 18 19



Inches 1 2 3 4 5 6 7 8

Centimetres 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

## Colour Chart #13

Blue Cyan Green Yellow Red Magenta White 3/Color Black

